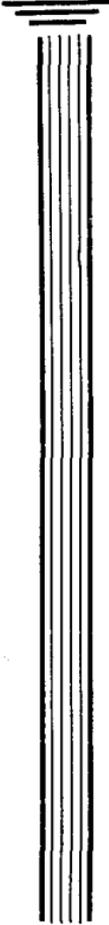


1
2EJ



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE MÉXICO

Facultad de Estudios Superiores "Cuautitlán"



Análisis del sistema hidráulico del
cargador Caterpillar 988B

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE
Ingeniero Mecánico Electricista
P R E S E N T A
León Isac Aguilar Pérez

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

1988



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

PROLOGO

La aplicación de los sistemas hidrostáticos en los decdros recientes ha revolucionado áreas importantes de la industria. Su aplicación masiva a los vehiculos movidos a Diesel es ya una práctica corriente, tanto en el equipo de carretera (camiones volteo, tractocamiones, autobuses, etc.) como en el de la construcción civil (excavadoras, motoescrapas, dragos, tractores, mototransformadoras, gruas, cargadores, etc.) Asi mismo su uso es básico en prensas de forjado, troquelado, inyección de plásticos, máquinas herramientas y muchas otras aplicaciones. La información con que se cuenta actualmente es muy escasa debido a la falta de textos o manuales, sin duda debido a que el total de la maquinaria se imparta junto con sus manuales, por lo que la información se concentra en una élite muy reducida. En esta obra se ha tratado de compilar en forma sencilla y clara la información que manejan los fabricantes de equipo y los escasos textos con que contamos, enfocando los elementos que componen a los sistemas hidrostáticos, esto es; válvulas, bombas, motores, tubería, fluidos, etc. El contenido de esta obra va dirigido a todos aquellos que de alguna manera están ligados a los circuitos de transmisión de potencia, como son; estudiantes, operadores, técnicos, e ingenieros. Espero que este modesto trabajo les sea de utilidad en la comprensión de sus sistemas particulares, mejorando su operación, reparación o diseño de nuevas posibilidades de utilización.

Aunque el término de hidráulica no es propiamente el correcto, sino el de hidrostática, se utiliza en esta obra, a fin de no entrar en discusiones con la tradición.

METODOLOGIA

IDENTIFICACION DEL PROBLEMA.- La falta de manufactura nacional de sistemas hidráulicos de transmisión de potencia, especialmente en equipo móvil de carretera y construcción civil obliga a comprar la maquinaria a firmas extranjeras, como es el caso de 'Komatsu', 'Caterpillar', 'Case', 'International', 'Michigan' y muchas más, reperculiendo esto en una salida fuerte de divisas, que merma significativamente la economía del país en el sector de la construcción.

PLANTEAMIENTO DE LA HIPOTESIS.- El conocimiento de los sistemas de transmisión de potencia en su funcionamiento, elementos y la habilidad para adaptarlos a problemas específicos, proporcionara la capacidad de diseñarlos y utilizarlos, como lo hacen las firmas antes mencionadas, partiendo de la utilización de elementos de línea en el mercado.

FIJACION DE OBJETIVOS.- Apoyar el desarrollo de tecnología propia en sistemas hidráulicos.

-Proporcionar elementos de juicio para el diseño de sistemas hidráulicos.

-Impulsar la aplicación de sistemas hidráulicos en maquinaria para construcción civil de origen nacional.

COMPROBACION DE LA HIPOTESIS.- Al finalizar este estudio se podrá constatar que es viable el diseño de sistemas hidráulicos de transmisión de potencia, no sólo para maquinaria de construcción sino también para uso industrial.

DISEÑO DE LA INVESTIGACION.

UNIVERSO.- Teniendo en cuenta que el sector de la construcción es controlado por muchas marcas, se eligió a una de ellas especializada en la construcción civil, siendo una de las más prominentes en cuanto a servicio, calidad y volumen de unidades. Esta es la marca: 'Caterpillar Tractor Co.'

MUESTRA. La marca Caterpillar es famosa por sus tractores y cargadores, se eligió precisamente uno de estos últimos; el cargador sobre neumáticos denominado: '988B' el cual es uno de los más grandes que produce esta firma, siendo así mismo uno de los más grandes que se encuentran en el mercado.

VARIABLES. Las variables de control son determinadas por el tipo de máquina, la marca y el modelo.

Las variables dependientes, son las elementos involucrados, sus dimensiones y capacidades.

Los variables independientes son las condiciones de trabajo tales como; la carga, la torsión, la velocidad, etc.

DISEÑO DEL CUESTIONARIO. Con este cuestionario se determinará las características del sistema y de sus elementos, así como el cálculo de sus dimensiones y capacidades.

INDICE

	PAGINA
PROLOGO.....	1
METODOLOGIA.....	2
INDICE.....	4
INTRODUCCION.....	6
FLUIDOS.....	7
SIMBOLOGIA.....	20
DEPOSITOS.....	23
TUBERIA, MANGUERAS Y CONEXIONES.....	33
FILTROS.....	43
SELLOS.....	54
CONTROLES DE PRESION.....	63
CONTROLES DE GASTO.....	69
CONTROLES DIRECCIONALES.....	76
BOMBAS.....	82
MOTORES.....	75
CILINDROS.....	103
CARACTERISTICAS DEL CARGADOR 900B.....	109
SELECCION DE UN CARGADOR SOBRE NEUMATICOS.....	113
SISTEMA HIDRAULICO DEL EQUIPO.....	118
SISTEMA HIDRAULICO DE LA DIRECCION.....	120
CUESTIONARIO.....	122
COSTOS.....	127

	PAGINA
CONCLUSION.....	131
ANEXOS.....	133
BIBLIOGRAFIA.....	138

INTRODUCCION

HISTORIA.- La historia de la hidráulica es antigua y es moderna, antigua porque se remonta a la remota Persia, India y China, donde se construyeron pozos, canales y ruedas hidráulicas. Actual porque hasta hace cuatro décadas en que los sistemas hidráulicos fueron introducidos al movimiento de máquinas móviles, (originamente de carácter bélico) comenzando desde la segunda guerra mundial.

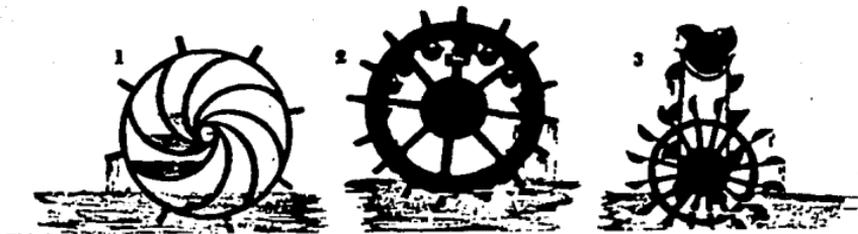
A principios de 1900 los agricultores de California; Benjamin Holt y Daniel Best, sentaron las bases de la maquinaria pesada accionada con vapor. De éstas máquinas pioneras se desarrollaron los tanques de la primera guerra mundial.

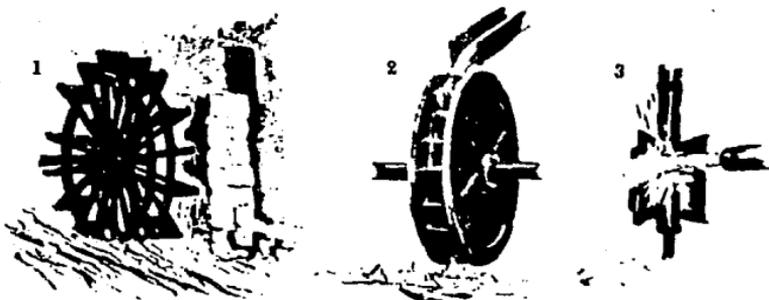
Durante los años veinte se desarrollaron las máquinas de construcción civil y las prensas hidráulicas, pero fue al término de la segunda guerra cuando se perfeccionaron los sistemas de transmisión de potencia, con la introducción del uso de aceites, como fluidos de trabajo, el uso de los hules sintéticos y el perfeccionamiento de las bombas de desplazamiento positivo. Esta modernización continúa hasta nuestros días y es pilar de muchas industrias.

DIVISION.- El término "hidráulica" fue introducido por los griegos para denominar el aprovechamiento que se hace del agua. Los términos que componen el vocablo son: "hidros" que significa agua y "aulis" que significa tubo. En un principio solo refería el comportamiento del agua en reposo o movimiento, el tiempo a ampliado el significado abarcando a todos los líquidos, incluyendo a los gases líquidos.

La hidráulica se divide en dos ramas: la hidrostática y la hidrodinámica.

La hidrodinámica es la ciencia de los fluidos en movimiento. Los mecanismos hidrodinámicos utilizan la energía cinética. (ver figuras)





RUEDAS HIDRÁULICAS 1. La rueda de impulsión inferior es la más antigua de todas. 2. La rueda de impulsión superior es más eficaz que la de impulsión inferior cuando el agua cae desde cierta altura. 3. En la rueda horizontal, un chorro de agua pega en las paletas y hace girar el eje vertical donde están colocadas

Las máquinas hidrodinámicas son entre otras: las turbinas, las ruedas hidráulicas, las bombas centrifugas, los aspersores de riego, etc.

La hidrostática es la parte de la mecánica que estudia las condiciones de equilibrio de los líquidos y las presiones que estos ejercen.

Por lo tanto los mecanismos hidrostáticos funcionan aprovechando la presión, algunos ejemplos son: la palanca hidráulica, las bombas de desplazamiento positivo, etc. (ver figura).



VENTAJAS. Entre las razones importantes por las que la industria ha aceptado a los sistemas hidráulicos

para transmitir potencia estan:

-DISEÑO MAS SIMPLE.- Por sus características, unos cuantos componentes reemplazan complicadas uniones mecánicas.

-FLEXIBILIDAD.- La colocación de los elementos puede ser muy variada y la variedad de diseños es casi infinita.

-SUAVIDAD.- Los sistemas hidráulicos son suaves y silenciosos al funcionar. La vibración se mantiene al mínimo.

-CONTROL.- La alta eficiencia y rápida respuesta con un mínimo de fricción da un control sensible.

-PROTECCION DE SOBRECARGAS.- Los sistemas hidráulicos mantienen las presiones en un nivel constante, resguardando al equipo del peligro de sobrecargas.

-LUBRICACION AUTOMATICA.- El fluido de operación, lubrica los componentes internos.

-VELOCIDAD VARIABLE.- Los actuadores hidráulicos pueden tener un funcionamiento constante o desarrollar una infinita variedad de velocidades según se requiera. Y así mismo el desarrollo de fuerza puede ser igualmente variable.

-REVERSIBILIDAD.- Los actuadores hidráulicos pueden cambiar su dirección sin detener su funcionamiento y sin peligro de dañarse.

-ADAPTABILIDAD A LAS CARGAS.- Los motores eléctricos que se detienen en su funcionamiento por exceso de carga, se dañan. No ocurre así con los actuadores hidráulicos, los cuales pueden detenerse en su funcionamiento completamente, y cuando se les retira la carga, el actuador proseguirá su movimiento sin daño alguno.

INTRODUCCION.- El uso de un fluido limpio y de alta calidad es el primer paso para lograr una operación eficiente del sistema hidráulico. Es tan importante como cualquiera de los componentes del sistema y debe seleccionarse con el mismo cuidado con el que se escogen bombas, motores, válvulas, etc. Los fluidos hidráulicos de uso común son derivados del petróleo y en menor grado son de carácter sintético. Los aceites bien refinados son por si solos satisfactorios para servicio ligero, pero para operaciones más severas los aceites deben combinarse con aditivos contra desgaste.

FUNCIONES DEL FLUIDO.- El fluido hidráulico tiene cuatro finalidades principales:

- + Transmitir potencia
- + Lubricar las piezas móviles
- + Sellar las tolerancias entre piezas
- + Disipar el calor.

TRANSMISION DE POTENCIA.- Las propiedades que hacen de un fluido de buenas calidad un agente portador de energía ideal son:

- 1.- Relativa incomprensibilidad
- 2.- Adaptación a una infinita variedad de configuraciones volumétricas
- 3.- Capacidad para aceptar una amplia gama de movimiento a diversas velocidades del flujo.
- 4.- Capacidad de recibir energía en la forma de presión.

LUBRICACION.- El fluido hidráulico debe tener buena lubricidad para evitar el desgaste en las partes móviles ajustadas del equipo. El contacto directo de metal a metal se elimina por la fuerza de la película de un fluido de buena calidad. (fig 1.1)

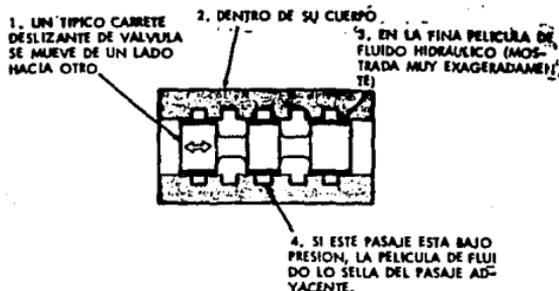


fig. 1.1

El Fluido Lubrica las Partes en Operación.

ADITIVOS.- Los agentes aditivos mejoran varias características del aceite hidráulico; reducen el desgaste, impiden la corrosión y mejoran la estabilidad química alargando la vida del equipo y del fluido.

ACEITES MULTIGRADOS.- Estudios recientes muestran que el aceite grado múltiple para motores alarga el rendimiento de los sistemas hidráulicos. Los mismos componentes que protegen el desgaste en el motor, protegen el desgaste en bombas, válvulas, etc. en los sistemas hidráulicos.

Los aditivos contra el desgaste en el aceite de grado múltiple reducen el arrastre o mejoran la fuerza de la película. Estos aceites tienen buenas características en contra de la espuma, índices de alta viscosidad y buena estabilidad en las temperaturas alta y baja. Se recomiendan ampliamente para sistemas hidráulicos de equipo móvil.

Están en proceso aceites hidráulicos que tienen características equivalentes contra el desgaste o mejores que el aceite multigrado. (GM grado múltiple)

Tabla T1.1

Rango de la temperatura operante del sistema hidráulico (Min & Max)	Designación de Viscosidad SAE	Instituto Americano de Petróleo (API) Clasificación del servicio
100° F a 150° F	10W	GM
0° F a 210° F	10W 30°	GM
50° F a 210° F	20° 20W	GM

Temperatura ambiente al arrancar

SELLAMIENTO.- En muchos casos el fluido es el único sello contra la presión en el interior de un componente hidráulico (fig.1.). Se ve que no hay ningún anillo sellador entre el carrete y el cuerpo de la válvula, que limite la fuga de aceite desde el paso de alta presión hacia el paso de baja presión. Son de estrecho ajuste mecánico y la viscosidad del aceite es factor determinante del porcentaje de fuga que pudiera existir.

ENFRIAMIENTO.- La circulación del aceite a través de las líneas alrededor de las paredes del depósito hace que ceda el calor que se genera en el sistema.(fig.1.3)

REQUISITOS DE CALIDAD.- Además de las funciones básicas, al fluido se le piden otras características secundarias, como son las siguientes:

- † Evitar la oxidación
- † Evitar la formación de sedimentos, gomosidades y barnices
- † Inhibir la espuma
- † Mantener su propia estabilidad y por ende reducir el costo del cambio del aceite.
- † Mantener un cuerpo relativamente estable en todo un amplio porcentaje de temperaturas.
- † Separar el agua
- † Compatibilidad con sellos y empaques.

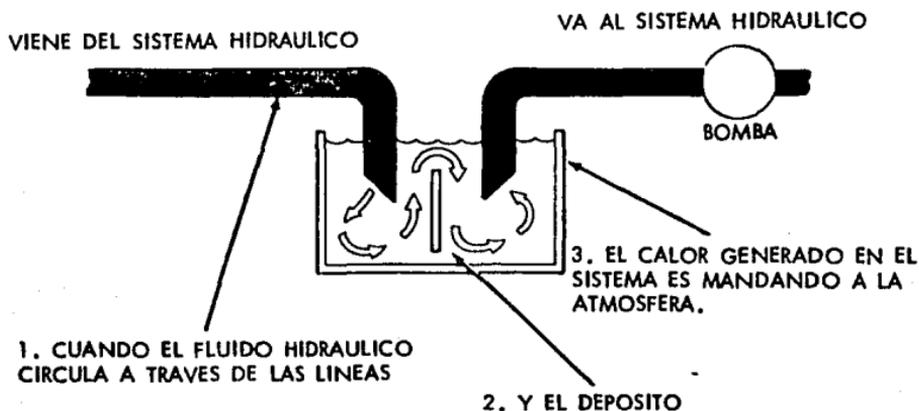


Fig. 1.3

Estos requisitos son resultado de composiciones especiales por lo que pueden no estar presentes en todos los fluidos.

PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS. Las propiedades de los fluidos que hacen posible cumplir con las funciones primarias y en algunos casos con las secundarias son:

- + La viscosidad
- + El índice de viscosidad

LA VISCOSIDAD. La viscosidad es la propiedad más importante del fluido, marca la resistencia de un fluido que fluye. Si un líquido fluye fácilmente su viscosidad es baja. Se puede decir también que el fluido es delgado o que tiene poco cuerpo. Un líquido que fluye con dificultad posee una alta viscosidad. Se dice que es grueso o de mucho cuerpo.

La alta viscosidad es deseable para dar un sellamiento entre las superficies.

Sin embargo si la viscosidad es demasiado alta aumenta la fricción, lo cual da como resultado:

- + Alta resistencia al flujo
- + Aumento en el consumo de potencia
- + Altas temperaturas originadas por la fricción
- + Aumento en la caída de presión
- + La posibilidad de una operación lenta
- + Dificultad para separar el aire del aceite en el depósito.

Y en el caso de que la viscosidad fuera demasiado baja:

- + Aumentan las fugas internas
- + Puede haber desgaste excesivo o agarrotamiento debido al rompimiento de la película de aceite.
- + Al existir pérdidas por fugas aumenta la temperatura.

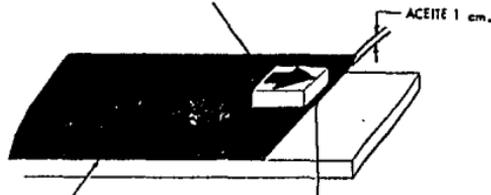
TIPOS DE VISCOSIDAD

VISCOSIDAD ABSOLUTA. Es la relación entre el esfuerzo cortante y el porcentaje del corte del fluido, es decir la resistencia que ofrece un fluido cuando se mueve una capa al desplazarla sobre otra capa del mismo fluido. Se mide en poises.

Viscosidad absoluta= Esfuerzo cortante/Porcentaje de corte

1 Poise= Dina-Segundo/Centimetro cuadrado

1. SI ESTA SUPERFICIE MOVIL ES UN CENTIMETRO CUADRADO DE AREA Y SE MUEVE A UNA VELOCIDAD DE UN CENTIMETRO POR SEGUNDO.....



2. UNA PELICULA DE FLUIDO DE UN CENTIMETRO DE GRUESO.

3. Y LA FUERZA DE UNA DINA SE REQUIERE PARA MOVER LA SUPERFICIE. LA VISCOSIDAD ES IGUAL A UNA UNIDAD DE VISCOSIDAD.

VISCOSIDAD CINEMATICA. Al dividir el coeficiente de viscosidad absoluta entre la densidad del liquido se obtiene la viscosidad cinemática. Se mide en stokes.

Viscosidad cinemática= Viscosidad abs./ Densidad

Stoke= Centimetro cuadrado/segundo

VISCOSIDAD RELATIVA. Para fines prácticos basta conocer la viscosidad relativa. Esta se determina midiendo el tiempo en segundos que tarda en fluir una cantidad específica del fluido a través de un orificio normalizado a una temperatura de 100 a 210 °F (100°C)

El viscosímetro Saybolt es el aparato que mide la viscosidad relativa en unidades de segundo, conocidas como segundos SUS (fig 1.4) (Segundos Universales Saybolt)

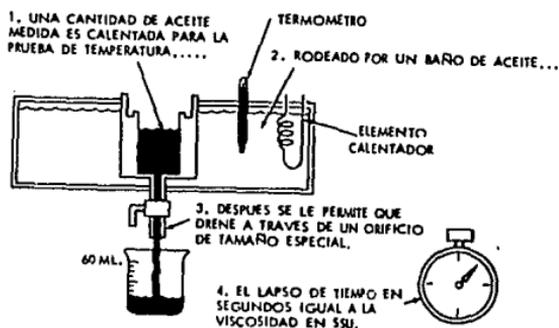


fig. 1.4 El Viscosímetro Saybolt Ubbelohde Viscosidad Relativa.

La viscosidad de operación óptima del aceite debe ser entre 80 SSU y 180 SSU. De cualquier manera la viscosidad nunca debe ser inferior a 45 SSU ni mayor de 400 SSU sin importar cual sea la temperatura.

INDICES DE VISCOSIDAD.- El índice de viscosidad es una medida arbitraria de la resistencia de un fluido al cambio de viscosidad con los cambios de temperatura. Se dice que un fluido posee un alto índice de viscosidad cuando presenta viscosidad relativamente estable a temperaturas extremas. fig 1,5)

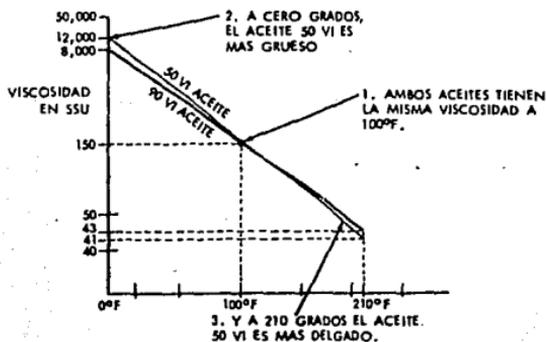


fig. 1.5 Índice de Viscosidad (VI) es una Unidad Relativa de Cambio de Viscosidad con un Cambio de Temperatura.

Originalmente la escala de VI era de 0 a 100 grados y representaba desde las peores hasta las mejores características VI conocidas hasta entonces. En la actualidad, los aditivos químicos y las técnicas de refinamiento han aumentado el VI de algunos aceites hasta más allá de 100. Un aceite de un sistema hidráulico aceptable es de 90 mínimo.

FLUIDOS RESISTENTES AL FUEGO

RESISTENCIA AL FUEGO.— Algunos sistemas hidráulicos instalados cerca de equipos trabajando a altas temperaturas o fuentes de ignición pueden presentar un peligro a menos que el fluido usado sea resistente al fuego. Este tipo de aceite se clasifica en tres tipos:

- + Glicol de agua
- + Sintéticos
- + Emulsiones de agua-aceite

Las recomendaciones especiales al usar fluidos resistentes al fuego son:

- a.— Las altas densidades y viscosidades pueden causar problemas de cavitación en la línea de succión de la bomba.
- b.— Cuando se sustituya un fluido a base de petróleo por uno resistente al fuego o viceversa se debe drenar y lavar el sistema, puede también ser necesario cambiar sellos y empaques que tengan actividad química con el fluido. Incluso la pintura interior del tanque puede ser atacada.

GLICOL-AGUA.— Esta compuesto de 1) 35 a 40% de agua. 2) un glicol de la familia de los anticongelantes. 3) un espesador soluble en agua para mejorar la viscosidad.

EMULSIONES DE AGUA-ACEITE.— Además del agua y el aceite éstas mezclas contienen emulsificadores, estabilizadores y otros aditivos que mantienen unidos a los dos líquidos.

SINTETICOS.— Los fluidos sintéticos resistentes a la combustión son productos químicos sintetizados en el laboratorio, son menos combustibles que los aceites derivados del petróleo. Entre estos son típicos:

- + Los ésteres de fosfato
- + Los hidrocarburos clorinados (halógenados)
- + Mezclas de ambos

SELECCION.— Hasta hoy, el aceite derivado del petróleo, sigue siendo, con mucho, la base más utilizada para los fluidos

hidráulicos. Las propiedades de los flúidos de aceite de petróleo dependen de tres factores:

- 1.- El tipo de petróleo crudo que se utilice
- 2.- El grado y el método de refinamiento
- 3.- Los aditivos que se usen.

En general el petróleo posee excelentes cualidades de lubricación. Algunos aceites crudos cuentan con propiedades lubricantes antidesgaste superiores a los comunes. Según su constitución, algunos aceites crudos presentan mayor emulsividad, mayor resistencia a la oxidación a temperaturas más altas o un índice de viscosidad mayor que otros. Por su naturaleza el aceite protege contra la oxidación, proporciona un buen sello, disipa fácilmente el calor y es sencillo mantenerlo limpio mediante filtración o separación de los componentes por gravedad.

La mayor parte de las propiedades deseables en un flúido se pueden incorporar mediante refinamiento o aditivos, si es que no están presentes en el aceite crudo. Sin embargo si es necesario que el aceite trabaje en condiciones riegosas de incendio o altas temperaturas hay que elegir un aceite resistente a la combustión generalmente sintético.

Desde un punto de vista práctico los flúidos tales como: agua, aceite crudo, aceite soluble, aceites animal o vegetal, etc. nunca deben ser usados en los sistemas hidráulicos. Aunque estos flúidos también pueden transmitir potencia hidráulica y son poco comprensibles, no poseen todas las propiedades de un buen flúido hidráulico.

Por todo esto al seleccionar un flúido hidráulico hay que apegarse a las recomendaciones del fabricante y se debe usar un aceite tipo turbina o de especificación militar.

DETERIORO DEL FLUIDO.- Las causas más comunes por las cuales un flúido pierde sus características originales y lo hacen inservible son:

- La oxidación
- La corrosión
- La contaminación

LA OXIDACION.- Los aceites con base de petróleo son fácilmente oxidables ya que el oxígeno del aire se mezcla tanto con el carbono como con el hidrógeno presentes en el petróleo. Los

productos de la oxidación, son solubles en el aceite ocurriendo nuevas reacciones que generan gomoidades, sedimentos y barnices, que obstruyen los orificios aumentan el desgaste y tapan válvulas.

LA CORROSION.- Se genera de los productos de la oxidación al reaccionar con el agua y produce soluciones ácidas que atacan los metales, y aumentan la viscosidad del aceite. (fig.1.6)



fig. 1.6

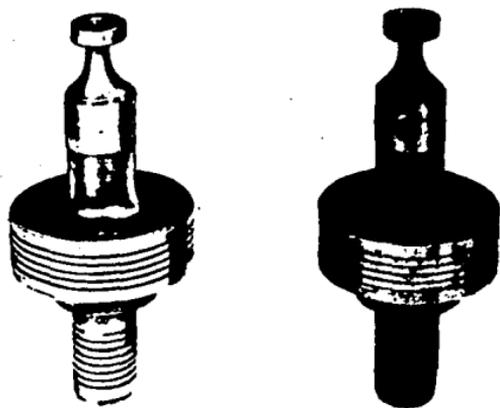


fig. 1.6a

LA CONTAMINACION.- Los productos que entran al sistema tales como, agua, aire, partículas, junto con los productos de la oxidación y el desgaste son contaminantes del sistema hidráulico. (fig. 1.7)

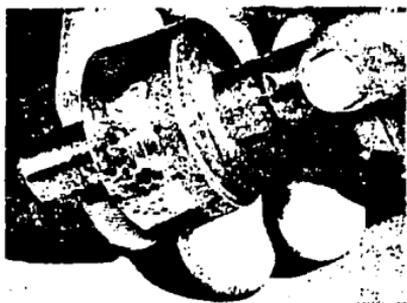


fig. 1.7

LOS CATALIZADORES.- En un sistema hidráulico siempre existen factores que favorecen la oxidación como:

- + El aire
- + El calor
- + La presión
- + Los contaminantes
- + El agua
- + Las superficies metálicas
- + La agitación

La oxidación y la corrosión pueden ser inhibidas incorporando aditivos que se depositan en forma de película sobre las superficies metálicas, para evitar que sean afectadas químicamente.

MANTENIMIENTO DEL FLUIDO.- El fluido hidráulico es un artículo caro, además, el cambio de fluido y el enjuague o limpieza de sistemas que no hayan recibido el mantenimiento adecuado cuesta tiempo y dinero.

Algunas reglas para evitar la contaminación del fluido durante

su almacenamiento y operación:

- ALMACENAMIENTO.**
- + Almacenar los tanques de costado, de preferencia bajo techo.
 - + Limpiar las tapas antes de abrir los tambores
 - + Usar recipientes y accesorios limpios.
 - + Colocar una malla en el tubo de llenado del depósito.

PUESTA EN SERVICIO.

- + Antes de poner en marcha un sistema por primera vez; limpiar la pintura, las rebabas de metal, los pedacos de metal, soldadura, etc.
- + Drenar periódicamente los sedimentos del tanque.
- + Filtrar cada cambio de aceite para evitar la introducción de contaminantes dentro del sistema.
- + Berle adecuada protección al sistema para que no entren contaminantes con el aire.
- + Durante el uso, mantener apropiados niveles de aceite y darle servicio a filtros, respiraderos, depósitos, etc.
- + En general los fluidos deben ser cambiados cuando empieza a aumentar la viscosidad y acidez como resultado de su desgaste y contaminación.
- + Muestrear el aceite al menor cada 500 hrs.
- + Revisar diariamente en busca de fugas.

SIMBOLOGIA

Los diagramas de los circuitos hidráulicos son esenciales para toda la gente relacionada con ellos, desde el diseñador, el fabricante o el personal que debe repararlos incluyendo al operador. Un diagrama hidráulico debe ser sencillo, de fácil interpretación y con un mínimo de anotaciones de manera que trasponga la barrera del idioma.

Existen esencialmente tres tipos de diagramas:

- † Diagramas de secciones de corte
- † Diagramas pictóricos
- † Diagramas gráficos

SECCIONES DE CORTE.- Las secciones de corte son muy importantes en la enseñanza, muestran las estructuras internas, pasajes y ensamblajes de los diferentes componentes, sin embargo su costo es alto en razón al tiempo dedicado a describir su funcionamiento y estructura. (fig.2.1)

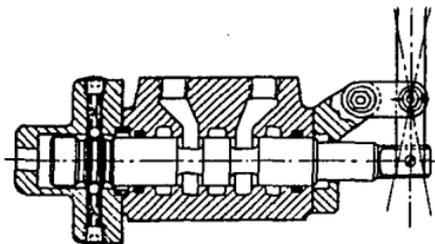


FIGURA. Ejemplo de una ilustración de sección al descubierto.

DIAGRAMAS PICTÓRICOS.- Nos permiten observar los arreglos de la tubería, los componentes son vistos por fuera, con una reproducción de sus formas y tamaños relativos, son más sencillos de dibujar, pero no muestran el funcionamiento de los componentes del circuito. (fig.2.2)

DIAGRAMAS GRÁFICOS.- Usan un sistema de simbología para hacer diseños, expresando con símbolos geométricos los componentes, sus controles y conexiones. No dan una idea de la estructura, colocación o tamaño de las partes. Su propósito es mostrar las funciones, las conexiones de los orificios y las trayectorias del flujo. (fig.2.3)

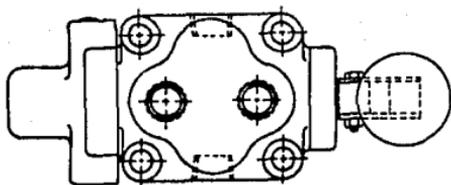


fig. 2.2 Ejemplo de una ilustración de esbozo.

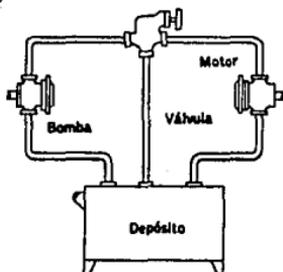


fig. 2.3

De los tres sistemas éste es el más acertado, aunque en esta tesis usaremos cualquiera de los tres según se requiera para su mejor comprensión del tema que se trate.

LA EVOLUCION DE LA SIMBULOGIA.- Los símbolos gráficos se han desarrollado en las cuatro últimas décadas en un intento por normalizar los planos y dibujos. Los fabricantes de la Unión Americana se reunieron en lo que fue llamada la "Joint Industry Conference" y sentaron las bases que fueron recogidas por la ASA (American Standards Association) ahora transformada en la ANSI (American National Standard Institute) o USASI (Unites States America Standard Institute).

La cual es aceptada como norma en nuestro continente.

LINEA Y FUNCIONES (a)			
LINEA DE TRABAJO.		CILINDRO DE SIMPLE ACCION	
LINEA PILOTO.		CILINDRO DE DOBLE ACCION.	
LINEA DE DRENAJE.		CILINDRO DE DOBLE ACCION CON DOBLE FLECHA.	
CONECTOR.		VALVULAS	
LINEA FLEXIBLE.		VALVULA DE RETENCION.	
UNION DE LINEAS.		VALVULA DE CIERRE MANUAL.	
PASO DE LINEAS.		VALVULA DE ALIVIO.	
DIRECCION DE FLUJO.		VALVULA DE PRESION.	
RETORNO AL TANQUE		VALVULA DE CONTROL DE FLUJO AJUSTABLE, NO COMPENSADA	
ARRIBA DEL NIVEL		VALVULA CONTROL DE FLUJO AJUSTABLE (COMPENSADAS TEMPERATURA Y PRESION).	
ABAJA DEL NIVEL			
LINEA PARA VIENTO MANIFOLDO.			
CONEXION TAPON O TAPONEO.			
RESTRICCION FIJA.			
RESTRICCION VARIABLE.			
BOMBAS			
BOMBA SENCILLA DE DESPLAZAMIENTO FIJO.		VALVULA DIRECCIONAL 2 POSICIONES 3 CONEXIONES	
BOMBA SENCILLA DE DESPLAZAMIENTO VARIABLE.		VALVULA DIRECCIONAL DOS (2) POSICIONES CUATRO CONEXIONES	
ACTIVADORES		VALVULA DIRECCIONAL TRES POSICIONES CUATRO CONEXIONES	
MOTOR BIDIRECCIONAL DE DESPLAZAMIENTO FIJO.		VALVULA DIRECCIONAL DOS POSICIONES, EN TRANSICION	
MOTOR UNIDIRECCIONAL DE DESPLAZAMIENTO FIJO.			
MOTOR BIDIRECCIONAL DE DESPLAZAMIENTO VARIABLE.		VALVULAS DE POSICIONES INFINITAS (LAS BARRAS HORIZONTALES INDIKAN LA POSIBILIDAD DE INFINITAS POSICIONES)	

MEDIOS DE CONTROL (b)		UNIDADES VARIAS (c)	
RESORTE.		FLECHA GIRATORIA.	
MANUAL.		COMPONENTES ENCERRADOS EN UNª UNIDAD.	
PERILLA DE PRESION.		DEPOSITO CON RESPIRADERO A PRESION.	
OPERACION DE PALANCA.		MANOMETRO.	
PEDAL.		MOTOR ELECTRICO.	
MECANICO.		ACUMULADOR DE RESORTE.	
DETENCION.		ACUMULADOR DE GAS.	
COMPENSADOR DE PRESION.		CALENT/DOR.	
CONTR. POR SOLENOIDE.		ENFRIG/DOR.	
MOTOR BIDIRECCIONAL.		REGUL/DOR DE TEMPERATURA.	
PRESION PILOTO.		FILTRO COLADOR.	
ALIMENTACION REMOTA.			
ALIMENTACION INTERNA.			

DEPOSITOS Y ACCESORIOS

Los depósitos, tanques o resumideros tienen varias funciones además de acumular el aceite, como por ejemplo:

- + Disipar el calor del aceite
- + Separar el aire del aceite
- + Separar los contaminantes del aceite

Los depósitos de aceite hidráulico deben cumplir con algunas recomendaciones: (fig. 3.1)

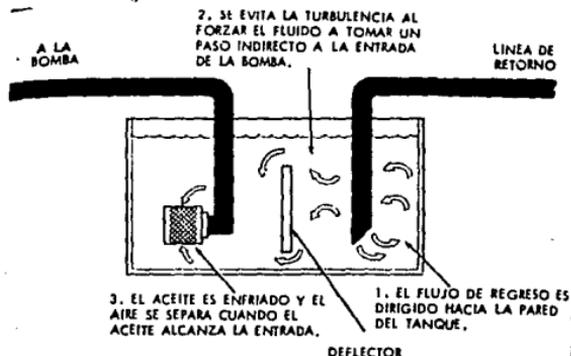


fig. 3.1 El Deflector controla la Dirección del Flujo en el Tanque.

+ Una placa divisoria vertical con una altura de $2/3$ del nivel del aceite que separe el fluido que se está alimentando a la bomba del fluido que regresa del sistema. Esto ayuda a que la circulación sea lenta y uniforme, que el aire se separe, que las partículas se sedimenten y el calor se disipe.

+ Un ensamble de respiración que contenga un filtro purificador de aire

+ Un tubo o mirilla indicador de nivel

+ Una base para montar el motor de accionamiento y la bomba

+ En los depósitos industriales el tamaño debe ser tal que contenga dos o tres veces el desplazamiento de la bomba por minuto, para un depósito de equipo móvil se utiliza un tamaño entre el 20 y el 30% del desplazamiento de la bomba por minuto.

+ Dentro del depósito en la tubería de succión se instalan los coladores

+ Un fondo cóncavo para drenar los sedimentos.

El tanque en un equipo móvil es siempre un problema de diseño, debido a que tiene que adaptarse a las diferentes configuraciones del equipo y a sus limitaciones de espacio.

FORMA.- Los depósitos de equipo móvil deben preferirse altos y delgados, para que el aceite esté por arriba de la línea de succión.

LOCALIZACIÓN.- Los depósitos de equipo móvil están localizados generalmente arriba de la bomba. Esto favorece la admisión y evita la creación de vacíos y la entrada de aire al sistema, además los depósitos se deben localizar en las partes menos calientes del equipo y sus paredes deben ser expuestas al exterior para la mejor disipación del calor.

PRESURIZADO.- Algunos depósitos usan una válvula de control de presión en lugar de una de ventilación. La válvula automáticamente deja pasar el aire filtrado al tanque, pero evita su olvido a menos que la presión alcance su nivel previamente ajustado.

MANTENIMIENTO.- El mantenimiento del depósito incluye periódicos drenajes y limpiezas, remoción de las partículas de metal adheridas a los tapones magnéticos. Se debe revisar con frecuencia el nivel del aceite y el cambio periódico de los filtros. (fig. 3.2)

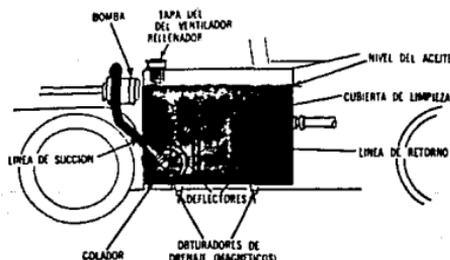


fig. 3.2

ACUMULADORES. Un acumulador es un aparato que guarda o acumula aceite bajo presión para operar un actuador por sí mismo o para suplir el caudal de la bomba, también se puede usar para amortiguar el golpe de ariete en el aceite o para operar un sistema que requiera una acción muy suave.

Los tipos de acumuladores se clasifican en:

- + Cilindros de peso cargado
- + Cilindro de resorte cargado
- + Depósito de gas cargado

El fluido hidráulico bajo presión entra a las cámaras del acumulador y hace una de estas tres funciones: comprime un resorte, comprime un gas o levanta un peso y posteriormente cualquier caída de presión en el sistema provoca que el elemento reaccione y force al fluido hacia afuera otra vez.

CILINDROS DE PESO CARGADO. - Este consiste de un pistón apropiado en un cilindro con un espacio para aplicar pesos a la tapa del pistón. (fig. 3.3)

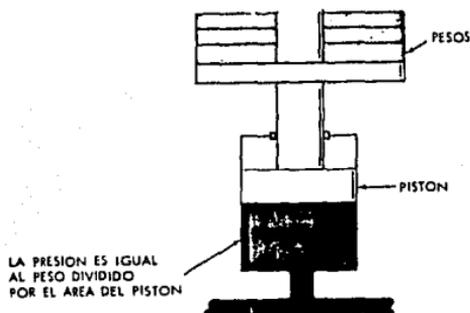


fig. 3.3

Entonces, el aceite bombeado debajo del pistón está sujeto a una presión proporcional al peso y es constante a través de toda la carrera del pistón. Por ser muy voluminosos y pesados son poco usuales; excepto en algunas prensas grandes donde se requiere volúmenes muy altos.

CILINDROS DE RESORTE CARGADO. - Si se sustituyen los pesos por un resorte, se tendrá una carga variable dependiendo de la altura

del fluido. Mientras el pistón hace su viaje hacia arriba, la fuerza del resorte aumenta y la presión se eleva proporcionalmente.

$$\text{PRESION} = \text{FUERZA DEL RESORTE}/\text{AREA}$$

$$\text{FUERZA DEL PISTON} = \text{CTE. DEL RESORTE} \times \text{DISTANCIA DE COMPRESION.}$$

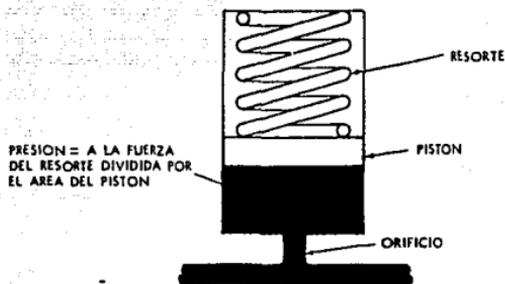
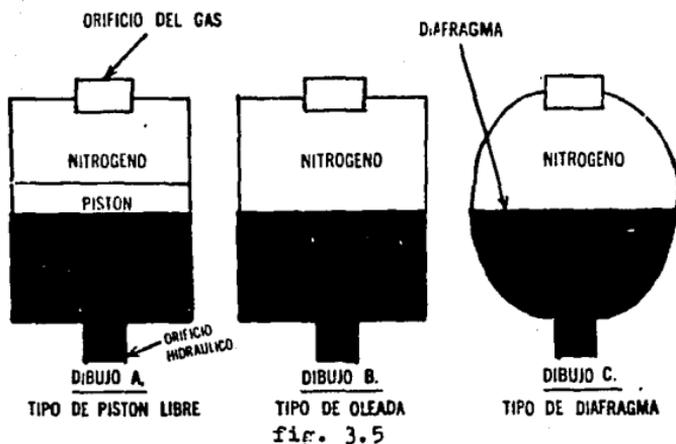


fig. 3.4

Los acumuladores de resorte pueden ser montados en cualquier posición. Sin embargo tiene la desventaja de que el intervalo de presión no es fácilmente ajustable, así como donde se necesita gran volumen de fluido hace que los tamaños de los resortes sean poco prácticos.

DEPOSITOS DE GAS CARGADOS. Probablemente el acumulador más comúnmente usado es el que la cámara se precarga con un gas inerte; usualmente nitrógeno. Un acumulador cargado por gas debe ser precargado cuando aún no contiene el al fluido hidráulico. Esta presión nunca debe ser menor de $1/4$ y preferiblemente $1/3$ de la máxima presión de operación. Los acumuladores de gas pueden ser de los siguientes tipos: (fig. 3.5)



La carga de gas mantiene una carga en el diafragama o en el piston y esto se refleja en la presión en el fluido debajo del piston o diafragama.

En el caso de acumuladores de tipo oleada, el recipiente debe ser vertical y con suficiente liquido o se perdera el gas.

En los circuitos en que se usa el acumulador para amortiguar los arietes, la presión del gas de carga debera ser aproximadamente el 10% más baja que la presión de funcionamiento del sistema, para mantener la certeza de que la activación se efectue antes de la generación de la onda de choque.

INTERCAMBIADORES DE CALOR

En un sistema hidráulico puede mantenerse la máxima eficiencia si se conserva la temperatura del fluido entre 38 y 60 °C.

El problema del calor en los sistemas hidráulicos afecta de forma decisiva el buen funcionamiento de los componentes. El problema se divide en dos variantes:

- + Baja temperatura
- + Alta temperatura

BAJA TEMPERATURA. Cuando en un sistema hidráulico la temperatura es demasiado baja, aumenta la viscosidad del fluido, ocasionando un desperdicio de potencia y una operación lenta. En estos casos se instala un calentador de inmersión en el depósito. Este se acompaña de un control termostático que desactiva el calentamiento cuando la temperatura sea la adecuada. (fig. 3.7)

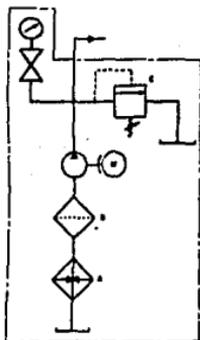


fig. 3.7

ALTA TEMPERATURA. Cuando la temperatura es elevada, el calor excesivo dentro del sistema ocasiona serios problemas; deteriora el fluido y el desempeño de los componentes, aumenta las fugas y el peligro de agarramiento entre las partes móviles, por la pérdida de la película. Los materiales sellantes pierden sus características a altas temperaturas, la forma más común es la de endurecerse con lo cual pierden su eficiencia. Existen materiales para sellos capaces de resistir temperaturas superiores a 260 °C sin embargo son mucho más caros y no solucionan el problema de fondo. La mayor parte del calor generado en un sistema hidráulico se origina en la unidad de bombeo.

El remedio más común para resolver el problema de la temperatura demasiado alta consiste en emplear un termostato.

La instalación de los intercambiadores de calor se hace por regla general en las líneas de retorno al tanque debido a que se diseñan para baja presión. En rara vez se instala en las líneas de presión. (fig. 3.8)

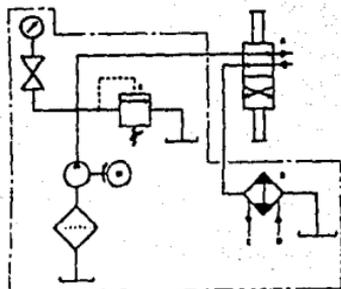


fig. 3.8

ENFRIADORES.— Un enfriador externo de aceite es una necesidad en muchos circuitos móviles.

Con el aceite hidráulico actual, podemos operar en un rango de 180°F (82°C) mientras que hace pocos años 120 grados era la máxima temperatura recomendada.

Cada vez que la temperatura del sistema excede los 160°F un enfriador es una buena inversión en la duración del aceite.

ENFRIADORES DE AIRE.— Un enfriador de aire puede ser la longitud de la tubería con un número de aletas para una máxima transferencia de calor; la ruta del aceite a través del tubo cede su calor al aire del rededor. En vehículos con motores de combustión interna; el uso de un radiador en el fondo del tanque es frecuentemente práctico para enfriar el aceite hidráulico.

ENFRIADORES DE TIPO AGUA.— Un enfriador de tipo de agua generalmente, tendrá una capacidad mayor de enfriamiento que el de aire. (fig 3.9)

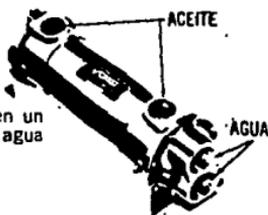


fig. 3.9

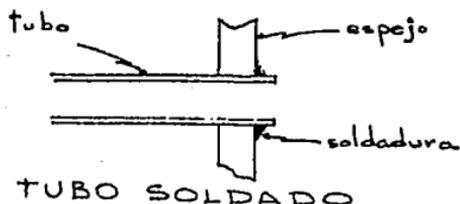
El uso del enfriador de agua en un equipo móvil está limitado. El agua fría no es tan accesible.

En este diseño, el agua circula alrededor del elemento enfriador y el aceite hidráulico se bombea a través del elemento. El calor en el aceite se transmite al enfriador de agua. El uso del enfriador de agua en un equipo móvil está limitado debido a que el agua fría no es tan accesible.

CABIADORES DE CALOR.— Un cambiador de calor es un equipo que se emplea para intercambiar calor entre un fluido frío y otro caliente sin que entren en contacto.

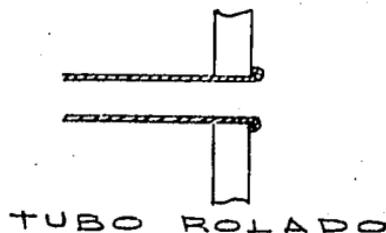
Los más usuales son los de tipo tubular. (fig 3.10)

Fig. 3.10



Que consiste en un arreglo de tubos, por la parte interna, circula uno de los fluidos y por la parte externa el otro fluido, se colocan placas transversales para obligar al flujo a pasar perpendicular al tubo. Los extremos de los tubos se soldan o rolan alrededor de las tapas. (fig. 3.11)

fig. 3.11



ARREGLO.- Los tubos normalmente se acomodan sobre las tapas en una de dos formas:

- + Triángulo
- + Cuadrado

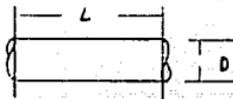


fig. 3.12

El cambiador de calor puede ser sencillo o de doble paso, según sea el número de veces que el fluido recorre una dirección.

AREA DE LA TRASMISSION.- El calor que se trasmite a través del área del tubo es:

$$\text{AREA} = \text{LONGITUD} \times \pi \times D$$



El calor se trasmite por la siguiente relación:

$$q = VA \Delta T$$

q = calor transmitido por hr. [Kcal/hr]

V = coeficiente total de transmisión de calor [Cal/hr-m² , ,
°C]

ΔT = incremento de temperatura en el fluido.

El coeficiente de transmisión es el problema a determinar en el diseño de un cambiador; es función de la velocidad, el diámetro del tubo y las características del fluido como son; viscosidad, densidad y conductividad térmica.

$$1/U = 1/h_i + 1/h_o$$

U = ésta compuesta por dos principales parámetros; coeficiente de película del tubo h_i , y coeficiente de película por fuera del tubo h_o .

Por lo tanto, si en un proceso de transmisión de calor se tiene un "h" muy pequeña en relación a la otra; el área de transmisión estará en relación a las más pequeña; y para la otra h el área quedara sobrada.

Un ejemplo. En el radiador de un automóvil el agua circula por pequeños tubos con alto coeficiente de transmisión de calor, mientras el aire que es el medio de enfriamiento requiere un área muy grande por su bajo coeficiente de transmisión, esto se logra con el aleteado externo del radiador.

TUBERIA Y CONEXIONES

La tubería en un sistema hidráulico sirve como conductor del fluido y como parte integrante del sistema, es un elemento importante. Selecciones de materiales y tamaños no adecuados están destinados a fallar y a causar problemas.

TIPOS DE TUBERIAS.- Existen esencialmente tres tipos de conductores del fluido hidráulico:

- + Tubería sin costura
- + Tubería soldada
- + Mangueras flexibles

TUBERIA SIN COSTURA.- También conocida como "tubing" o tubería especial para hidráulica. El acero se moldea de lingotes de acero bajo en carbono, ya sea en frío o en caliente, se prefiere debido a que es más fácil de doblar, abocinar y cortar. Se consigue en tramos más largos, se puede volver a usar, en bajo volumen maneja presiones más altas con mayor fluidez y menor peso. Sin embargo es más costosa.

TAMANO DEL TUBO.- Las dimensiones nominales se dan en fracciones de pulgadas o en números que significan el diámetro exterior (D.E.) en 16 de pulgada.

Las dimensiones diámetroales (D.E.) del tubo aumentan como sigue:

- 1/16 desde 1/8 a 3/8"
- 1/8 desde 1/2 a 1"
- 1/4 desde 1" en adelante

**NUMEROS ESTANDAR CON GUION DE LOS
TUBOS ESPECIALES**

Diámetro exterior real, en plg	Número estándar con guión
3/16	-3
1/4	-4
5/16	-5
3/8	-6
1/2	-7
5/8	-8
3/4	-10
7/8	-12
1	-14
1 1/8	-16
1 1/4	-18
1 1/2	-20

tabla T4.1

DESIGNACIONES DE LOS TAMAÑOS DE LOS TUBOS ESPECIALES

Diámetro exterior	Espesor de la pared	Diámetro interior	Diámetro exterior	Espesor de la pared	Diámetro interior	Diámetro exterior	Espesor de las paredes	Diámetro interior						
i	0.028	0.069	i	0.035	0.555	ii	0.049	1.152						
	.032	.061		.042	.541		.058	1.134						
	.035	.055		.049	.527		.065	1.120						
ii	0.032	0.1235	i	.058	.509	ii	.072	1.106						
				.065	.495		.083	1.084						
				.072	.481		.095	1.060						
ii	0.035	0.180	i	.083	.459	ii	.109	1.032						
				.095	.435		.120	1.010						
				0.049	0.652		0.065	1.370						
i	.042	.166	i	.058	.634	ii	.072	1.356						
	.049	.152		.065	.620		.083	1.334						
	.058	.134		.072	.606		.095	1.310						
ii	0.035	0.2425	i	.083	.584	ii	.109	1.282						
				.095	.560		.120	1.260						
				.109	.532		.134	1.232						
ii	0.049	0.2145	i	0.049	0.777	ii	0.065	1.620						
				.058	.759		.072	1.606						
				.065	.745		.083	1.584						
i	0.035	0.305	i	.072	.731	ii	.095	1.560						
				.083	.709		.109	1.532						
				.095	.685		.120	1.510						
i	0.049	0.277	i	.109	.657	ii	.134	1.482						
				0.049	0.902		0.065	1.870						
				.058	.884		.072	1.856						
ii	0.035	0.430	i	.065	.870	2	.083	1.834						
				.072	.856		.095	1.810						
				.083	.834		.109	1.782						
ii	0.049	0.402	i	.095	.810	ii	.120	1.760						
				.109	.782		.134	1.732						
				.120	.760									
ii	0.058	0.384	i	i	.834	ii	.109	1.782						
									.065	.370	.095	.810	.120	1.760
.083	.334	.120	.760											
						.095	.310							

tabla T4.1

ESPESOR DEL TUBO.- La tabla 14.2 nos muestra la relación adecuada entre presiones, gastos y espesores para los tubos sin costura de acero bajo en carbono.

PRESIONES DE 0 A 1000 PSI				PRESIONES DE 1000 A 2500 PSI			
REGIMEN DE FLUJO (gpm)	TAMANO DE VALVULA	DIAMETRO EXTERIOR DEL TUBO	* ESPESOR DE PARED DEL TUBO	REGIMEN DE FLUJO (gpm)	TAMANO DE VALVULA	DIAMETRO EXTERIOR DEL TUBO	* ESPESOR DE PARED DEL TUBO
1	1/8	1/4	.035	2.5	1/4	3/8	.058
1.5	1/8	5/16	.035	6	3/8	3/4	.095
3	1/4	3/8	.035	10	1/2	1	.148
6	3/8	1/2	.042	18	1	1-1/4	.180
10	1/2	5/8	.049	42	1-1/4	1-1/2	.220
20	3/4	7/8	.072				
34	1	1-1/4	.109				
58	1-1/4	1-1/2	.120				

* ACERO 1010

* ACERO 1010

tabla 14.2

TUBERIA CON COSTURA.- Llamada comúnmente tubería o cañería se fabrica en tiras de acero estirado en frío y el cual se moldea y se solda, no se dobla, se recomienda en las líneas de transmisión largas y rectas. El tamaño de la cañería se especifica por su diámetro interior nominal y se usan tres cédulas para los espesores. éstas son:

- + Cédula 40 como estándar.
- + Cédula 80 como pesado.
- + Cédula 160 como extra pesado y extrapesado.



CEDULA 40 (STANDARD)



CEDULA 80 (EXTRA PESADO)



CEDULA 160



DOBLEMENTE EXTRA PESADO

fig. 4.1



fig. 4.2

MANGUERAS.- La manguera flexible se usa donde la línea hidráulica está sujeta a movimientos. La manguera se fabrica en series de tres capas. (fig. 4.3)

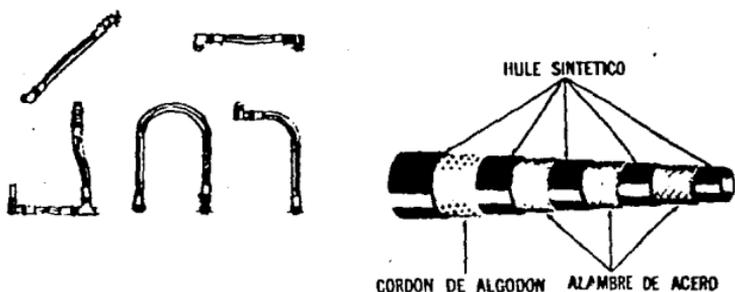


fig. 4.3

El material de la capa interna es de hule sintético de un tipo determinado por la naturaleza del fluido.

Las capas intermedias son refuerzos de tela o de hule, para mangueras de baja presión, para las de alta presión la tela se

sustituye por alambre trenzado. La capa exterior es una cubierta protectora. Las mangueras se fabrican de nylon, neopreno o de otros materiales sintéticos, se prefieren las de nylon por su resistencia a los productos del petróleo. Las mangueras hidráulicas se clasifican en cuatro grupos:

- 1.- Baja presión.- Con presión de funcionamiento, máxima de 400 lb/pulg. cuad. (2756 Kpa).
- 2.- Para presión media de trabajo hasta 2000 lb/pulg. cuad. (13780 KPA)
- 3.- Para presiones de trabajo elevadas hasta 3000 lb/pulg. cuad. (20671 KPA)
- 4.- Para presiones de trabajo muy elevadas hasta 5000 lb/pulg. cuad. (34450 Kpa)

Los fabricantes numeran y clasifican sus productos arbitrariamente, agregándole un número con guión que significa igual que para el "tubing" el diámetro en 16 de pulgada, pero de diámetro interior (D. I.). (tabla T4.3)

TUBERIA DE NYLON

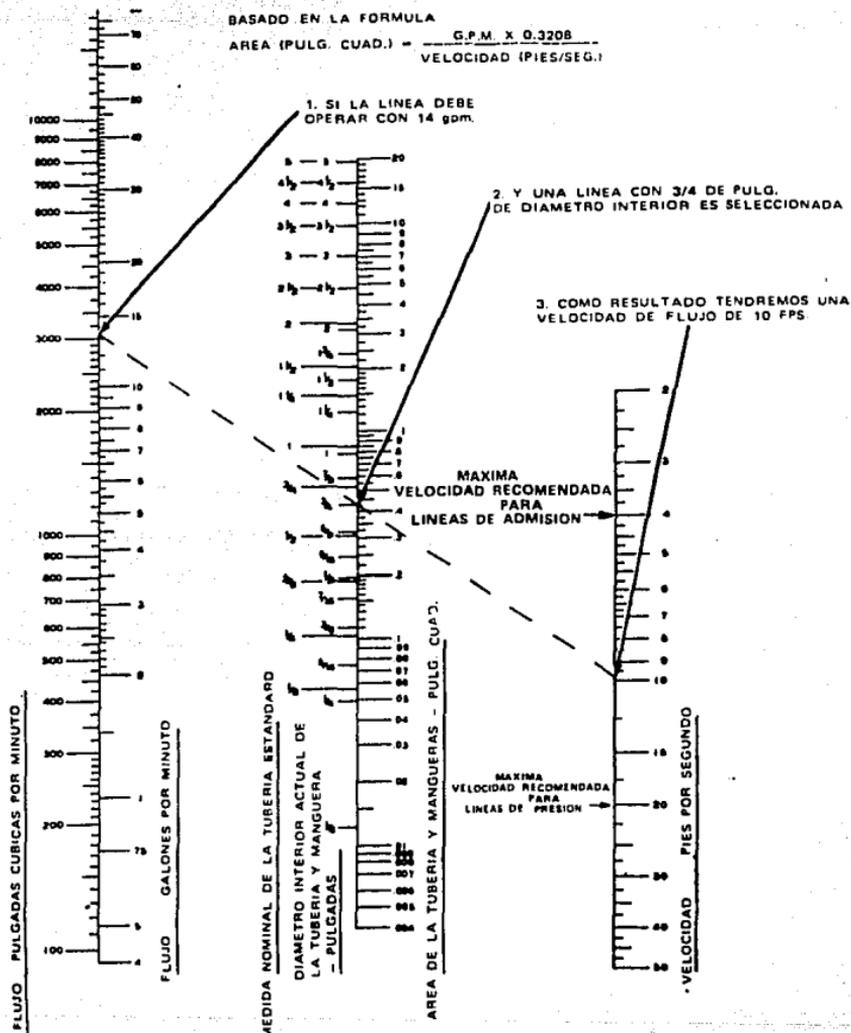
Número con guión	Tamaño	Diámetro Interior ulg.	Grosor de pared ulg.	Presión mínima que estalla lb-pulg ²	Presión máxima de trabajo lb-pulg ²
-2	1/8	0.096	0.015	1000	333
-3	3/16	0.138	0.025	1000	333
-4	1/4	0.190	0.030	1000	333
-5	5/16	0.242	0.035	1000	333
-6	3/8	0.295	0.040	1000	333
-8	1/2	0.375	0.062	1000	333

Tabla T4.3

SELECCION.- Los fabricantes recomiendan una velocidad máxima de 15 pies/seg (4.5 m/seg) en las tuberías a presión y de 5 pies/seg (1.52 m/seg) en las de entrada. El volumen a manejar determina el diámetro interior de la tubería. El tipo de material lo determina el tipo de fluido, la temperatura y localización. El grosor de la tubería está en función a la presión de trabajo. Para combinar el costo, la presión y la velocidad se usan tablas como las siguientes: (tabla T4.4)

BASADO EN LA FORMULA

$$\text{AREA (PULG. CUAD.)} = \frac{\text{G.P.M.} \times 0.3208}{\text{VELOCIDAD (PIES/SEG.)}}$$



FACTOR DE SEGURIDAD. - Las normas recomiendan un factor de seguridad de 4 a 6.

- + Si la presión es de 0-1000 ps. FS = 4
- + Si la presión es de 1000-2500 ps. FS = 5
- + Si la presión es de 2500-5000 ps. FS = 6

LÍNEAS DE SUCCION.- Las líneas de entrada a la bomba deben ser las más cortas que se pueda sin dobles y del mayor tamaño posible, con el menor número de conexiones y bien apretadas para evitar la entrada de aire y nunca debe reducirse la tubería a un diámetro menor a la entrada de la bomba.

LÍNEAS DE RETORNO.- Se siguen las mismas recomendaciones y no se deben instalar mangueras de alta presión para evitar la caída excesiva de presión, las líneas de retorno siempre deben descargar abajo del nivel del aceite.

LÍNEAS DE PRESION.- Las conexiones deben ser adecuadas a las presiones que se manejen de preferencia de acero forjado.

INSTALACION.- Las líneas antes de su instalación se deben limpiar con soplo de arena, desengrasar y limpiar en ácido diluido. Para líneas largas es necesario instalar soportes que eviten los perjuicios de la vibración. No se debe usar cañería galvanizada o de cobre. Las mangueras no se deben instalar tenues, ni con dobleces.

CONEXIONES PARA TUBOS.- Existe una gran variedad de elementos de conexión para tubería. Para el "tubing" se usa las conexiones del tipo de rosca cónica (abocinada) y recta del sistema de sello seco o de compresión. (FIG. 4.4)

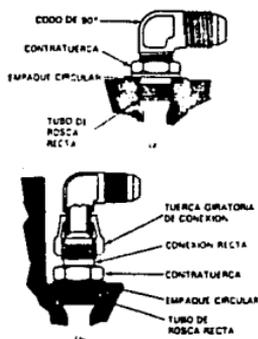


fig. 4.4

Más raras son las conexiones de platina o soldadas. (fig.4.5)



Fig. 4-5 Conexiones soldadas

fig. 4.5

CONEXIONES PARA MANGUERAS.- Las conexiones para mangueras varían de fabricante a fabricante algunos tipos se muestran en seguida. (fig. 4.6)

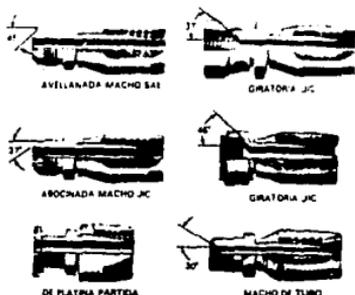


fig. 4.6

CONEXIONES PARA CAMERIA. - Como los tubos de costura no se doblan sólo tienen rosca macho, las conexiones deben tener rosca hembra. Las conexiones de rosca se usan hasta 1 1/4". Cuando es más grande la tubería se soldan las bridas a la tubería y se sellan con empaques planos u anillos O. (fig. 4.7)

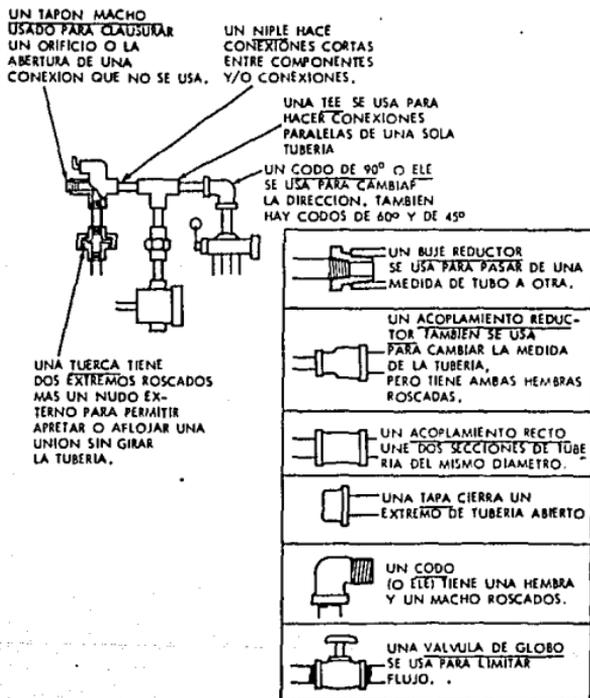
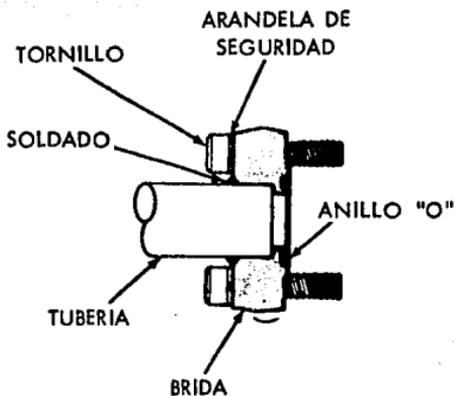
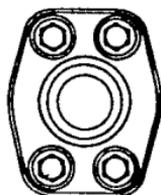


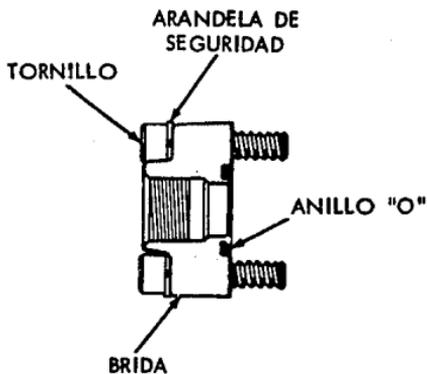
fig. 4.7 Las Conexiones hacen la Unión entre las Tuberías y los Componentes.

La SAE ha establecido normas para el roscado de los tubos lo que ha dado como resultado la "ronca de sello seco" para tubos. (fig.4.B)

Las roncadas de sello seco producen un cierre más hermético y seguro, porque pueden apretarse para hacer las juntas selladas sin mucha presión.



CONEXION DE TUBERIA SOLDADA
A BRIDA DE TIPO RECTO



CONEXIONES DE TUBERIA ROSCADAS
TIPO RECTO

fig. 4.8 Conexiones Bridadas para Cañería Larga.

FILTROS

FILTROS, COLADORES Y TAPONES MAGNETICOS.— Para asegurar larga vida y un rendimiento adecuado de los componentes hidráulicos, el fluido hidráulico debe mantenerse limpio. Filtros, coladores e imanes son usados para eliminar partículas extrañas del fluido y son agentes efectivos contra la contaminación.

FILTROS.— El filtro se define como un aparato cuya función principal es la retención por medio de un medio poroso de contaminantes insolubles del fluido.

COLADORES.— Los coladores son filtros contruidos básicamente de mallas y a fin de facilitar su limpieza en un soporte de metal, se usan para atrapar partículas de gran tamaño. (fig. 5.1)

fig. 5.1 Tres arreglos posibles para el uso de coladores en la línea de admisión de la bomba.



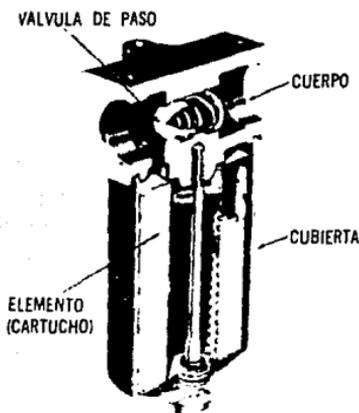
IMANES.— Los imanes son útiles para remover partículas de hierro o acero del fluido, se colocan en el fondo del depósito, particularmente como tapones de drenado. (fig. 5.2)

fig. 5.2



COMPONENTES DE LOS FILTROS.- Hay muchas clases y tamaños de filtros y se usan muchos diferentes medios de pantalla para sacar las partículas sólidas. En general, podemos decir que los filtros tendrán una base con orificios conectados. Una cubierta de alguna clase y un elemento filtrador, que sea removible para limpiarlo fácilmente o reemplazarlo. Aunque todo el conjunto puede ser desechable. (fig. 5.3)

fig, 5.3



MATERIALES FILTRANTES.- Los materiales filtrantes se clasifican en:

- + Mecánicos
- + Absorbentes
- + Adsorbentes

MECANICOS.- Los filtros mecánicos funcionan atrapando partículas entre coladores o discos de metal tejido muy cerrado. La mayoría de los filtros mecánicos son relativamente toscos.

ABSORCION.- Los filtros que actúan por absorción detienen las impurezas del fluido de manera similar a como una esponja absorbe el agua. El aceite atraviesa una masa de material poroso, que puede estar formada por desperdicios de algodón, pulpa de madera, lana, papel o arena. Este tipo de filtro es capaz de retener las partículas que el aceite lleva en suspensión así como parte del agua y de las impurezas disueltas en el agua. Se prefieren en los sistemas hidráulicos y de lubricación.

ADSORCION.- Los filtros adsorbentes o activos filtran como los anteriores, pero han sido tratados químicamente para que fijen y separen del aceite los contaminantes. Estos filtros se elaboran a base de polvo de carbón activado, papel tratado, corcho, tierra de Fuller o arcilla grasa. No solamente retienen las partículas

contaminantes y las impurezas solubles en el agua, sino también los contaminantes que se forman por la oxidación y envejecimiento del aceite. Los filtros adsorbentes tienen el inconveniente de que también retienen los aditivos que lleva el aceite, siendo éste el motivo de que su empleo no se recomienda en los sistemas hidráulicos y de lubricación.

GRADOS DE FILTRACION.- El grado de filtrado permite conocer el tamaño de las partículas más pequeñas que es capaz de retener el filtro. Se suele indicar por la abertura promedio de sus poros en micrones, milésimas de pulgada o número de malla correspondiente. Las tablas siguientes dan las relaciones existentes entre las diferentes unidades de medición. (tabla T5.1)

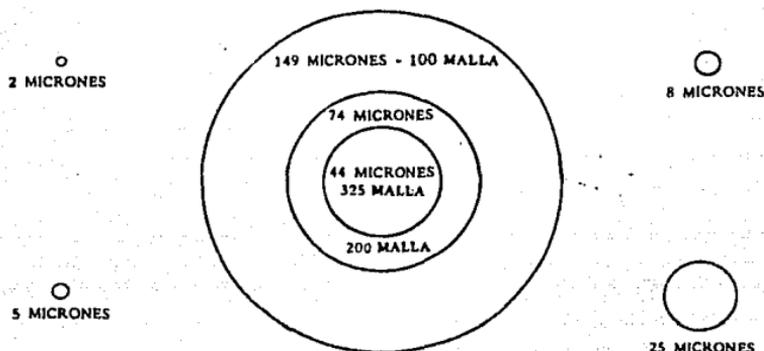
tabla T5.1

NÚMERO ESTÁNDAR DE US Y ASTA DE COLADORES	ABERTURA ACTUAL		NÚMERO ESTÁNDAR DE US Y ASTA DE COLADORES	ABERTURA ACTUAL	
	PULGADAS	MICRONES		PULGADAS	MICRONES
10	0.0787	2000	170	0.0035	86
12	0.0661	1680	200	0.0029	74
14	0.0555	1410		0.0026	65
16	0.0469	1190	230	0.0024	62
18	0.0394	1000	270	0.0021	53
20	0.0332	840	325	0.0020	50
25	0.0280	710		0.0017	44
30	0.0232	590		0.0016	41
35	0.0190	500	400	0.00142	36
40	0.0165	420		0.00118	30
45	0.0136	350	550	0.00099	25
50	0.0117	290	625	0.00079	20
60	0.0098	250		0.00059	15
70	0.0083	210	1,250	0.000394	10
80	0.0070	170	1,750	0.000315	8
100	0.0059	150	2,500	0.000197	5
120	0.0049	120	3,000	0.000099	3.5
140	0.0041	100	12,000	0.0000394	1

Por ejemplo si queremos una filtración de 10 micrones, usamos un filtro con número de malla 1250.

TAMAÑO RELATIVO DE LAS PARTICULAS EN MICRONES

AMPLIFICADO 500 VECES



TAMAÑO RELATIVO

LIMITE INFERIOR DE VISIBILIDAD (CON LA VISTA)	40 MICRONES
GLOBULOS DE SANGRE BLANCOS	25 MICRONES
GLOBULOS ROJOS DE SANGRE	8 MICRONES
BACTERIAS (COCCI)	2 MICRONES

EQUIVALENTES LINEALES

1 PULGADA	25.4 MILIMETROS	25,400 MICRONES
1 MILIMETRO	.0394 PULGADAS	1,000 MICRONES
1 MICRON	25,400 DE UNA PULGADA	.001 MILIMETROS
1 MICRON	3.94×10^{-5}	.000039 PULGADAS

TAMAÑOS DE LA MALLA

MALLAS POR PULGADA LINEAL	U. S. MALLA No.	ABERTURA EN PULGADAS	ABERTURA EN MICRONES
52.36	50	.0117	297
72.45	70	.0083	210
101.01	100	.0059	149
142.86	140	.0041	105
200.00	200	.0029	74
270.26	270	.0021	53
323.00	325	.0017	44
		.00039	10
		.000019	.5

tabla 15.1 Un Micrón es 39 Millonésimas de una Pulgada.

PROMEDIO NOMINAL Y ABSOLUTO

PROMEDIO NOMINAL.- Cuando se especifica que un filtro es de 10 micrones nominales, se entiende que el filtro retendrá la mayoría de las partículas de 10 micrones o de mayor tamaño.

PROMEDIO ABSOLUTO.- El promedio absoluto para un filtro indica que ninguna partícula mayor de esta medida pasará a través del elemento filtrante. Para un filtro de 10 micrones nominales, el valor absoluto es un poco más alto, quizá de 25 micrones. El valor promedio absoluto de filtración solo es práctico en los sistemas muy sofisticados que no toleran las partículas contaminantes. Estos partículas ocasionan una acción de 'sedimento' a través de los pequeños orificios. Este problema se vuelve crítico cuando se hace uso de servoválvulas. Algunas especificaciones de servoválvulas, exigen una filtración de diez, cinco y aun tres micras para asegurar que funcionen correctamente.

Las unidades de filtración apropiadas se instalan en las líneas de presión, después de la bomba y antes de las válvulas direccionales. Una buena medida para alargar la vida útil de las unidades de filtración fina es colocar antes un filtro de malla más abierto que retenga las partículas más gruesas. (fig. 5.4)

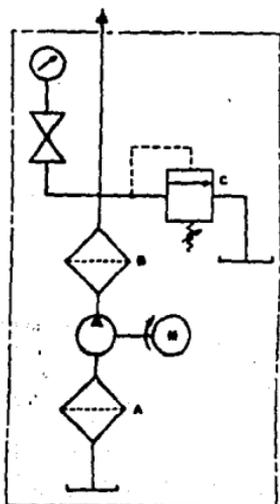


fig. 5.4

Circuito de filtración
doble.

SISTEMAS DE FILTRACION.- Los elementos de filtración se

fabrican para que realicen su función de dos maneras típicas:

- + Tipo superficie
- + Tipo profundidad

TIPO SUPERFICIE.- Son los más comunes, se elaboran de un material de tejido muy cerrado o de papel trenzado con poros, que detienen todas las partículas que lleva el aceite de tamaño mayor que el de los poros de la superficie filtrante.

Las partículas más gruesas detenidas por el elemento filtrante caen al fondo, pero las más pequeñas pueden ir quedando incrustadas en los poros hasta llegar a obstruir al filtro momento en que es preciso cambiarlo o limpiarlo. Un control muy preciso del tamaño del poro es una de las características de los elementos de tipo superficie.(fig. 5.5)

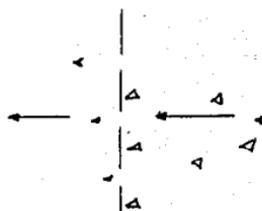


Fig. 5.5

TIPO PROFUNDIDAD.- Los filtros de profundidad se diferencian de los de tipo superficie en que se componen de capas de material u fibras que dan muchos pasos difíciles que el aceite tiene que atravesar circulando en distintas direcciones para llegar a la salida.(fig. 5.6)



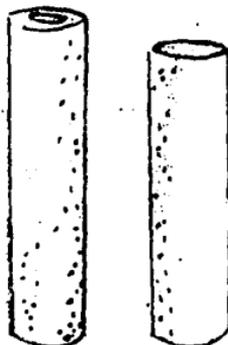
Fig. 5.6

Ejemplo tipo profundidad.- A) Cartucho de fibras (desechable).
Los cartuchos de fibras, son ideales para separar

contaminantes, abrasivos y gelatinosos dentro de una categoría graduada de sus porosidades de 5,10,25,50,75 y 100 micras.

Aplicaciones.- Gases, alcoholes, glicoles, refrigerantes, lubricantes, cosméticos, pinturas, barnices, jarabes, aire comprimido y agua. (fig. 5.7)

fig. 5.7



B) Cartuchos encordados (desechable)

Se fabrican en polipropileno, rayón, algodón, nylon, etc. idoneos para la separación de impurezas micrónicas de 1 a 350 micras.

Aplicaciones.- Para galvanoplastia, detergentes, plásticos, resinas, desodorantes, grasa, aceites animales y vegetales e industria alimenticia. (fig. 5.8)

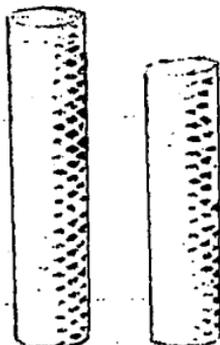


fig. 5.8

Tipo superficie.- A) Cartuchos plizados (desechables)

Disponibles en diferentes materiales especialmente en papel tratado con resina. Para filtración desde 2 micras en adelante, presiones diferenciales hasta 70 psi (4.7 Kg/cm²) con flujos altos. Aplicaciones.- Flúidos hidráulicos, lubricantes, carburantes, refrigerantes, agua aire, gases y filtros automotrices. (fig. 5.9)

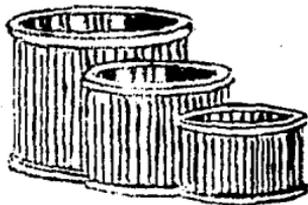


fig. 5.9

MONTAJE DE LOS FILTROS EN LOS SISTEMAS HIDRAULICOS.- En los sistemas hidráulicos hay tres sitios para colocar los filtros:

- + En la línea de succión
- + En la línea de presión
- + En la línea de descarga

En la línea de admisión a la bomba se coloca usualmente un colador de malla (fig.5.19) de acero de no. 100 que protege a la bomba de partículas iguales o mayores de 150 micrones. Los filtros finos no se recomiendan en la línea de succión porque crean una caída de presión mayor a la tolerable en una línea de entrada y bloquean la alimentación de la bomba. Por ésto es que un filtro de succión debe ser capaz de manejar todo el caudal que necesite la bomba sin aumentar significativamente la caída de presión.

Cuando se hace uso de un filtro en la línea de alimentación o succión de las bombas existen dos maneras de situarlo. Una la más sencilla consiste en un cedazo no encapsulado que se sumerge

bien abajo del nivel del líquido. Un elemento de esta naturaleza exige penetrar en el tanque para darle servicio o cambiarlo. La otra forma consiste de un elemento encapsulado en el exterior del

tanque y cuenta con conexiones de tubería en el cuerpo de la caja, pudiéndose retirar el elemento sin interrumpir ninguna línea de conducción. (fig. 5.11)

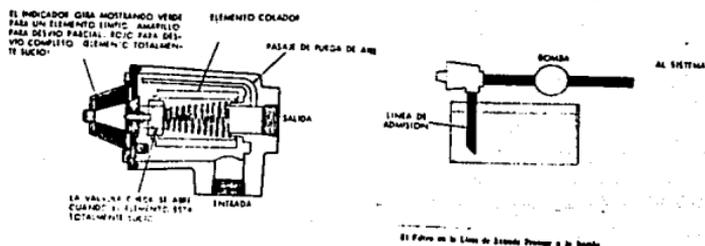


fig. 5.11

En la línea de presión.- Algunos filtros son usados en las líneas de presión después de la bomba (fig. 5.12 los cuales pueden filtrar partículas más finas protegiendo a las válvulas menos tolerantes al polvo. Sin embargo estos filtros deben resistir la presión del sistema por lo que son mucho más caros.

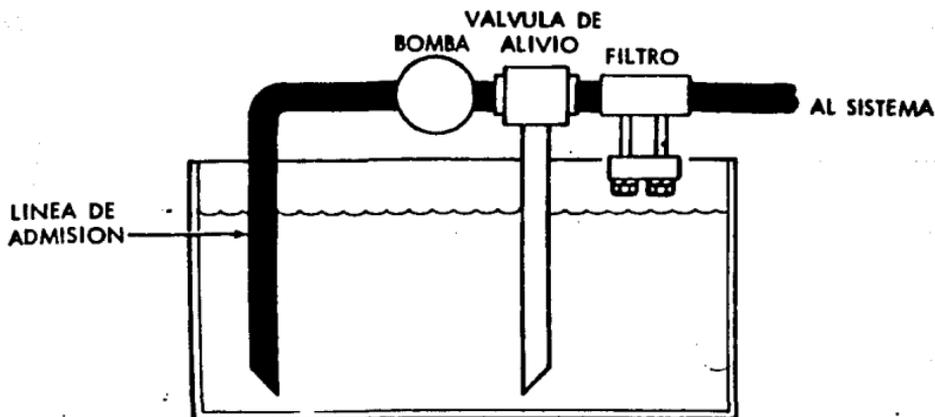


fig. 5.12

El Filtro de Presión está después de la Bomba sobre la Línea de Presión, tal como se Muestra en la Figura.

En la línea de retorno.- Los filtros en la mayoría de los circuitos hidráulicos de equipo móvil están localizados en la línea de retorno al tanque, ahí es donde atrapan productos desgastados y otros contaminantes antes de que el aceite regrese al depósito. A través del filtro hay una caída de presión, con fina filtración esta puede ser de 25 psi (1.7Kg/cm²) o más. La cual puede provocar una contrapresión en los actuadores. Los filtros en la línea de descarga también se prefieren cuando el depósito no es muy grande y no permite el asentamiento de partículas. (fig. 5.13)

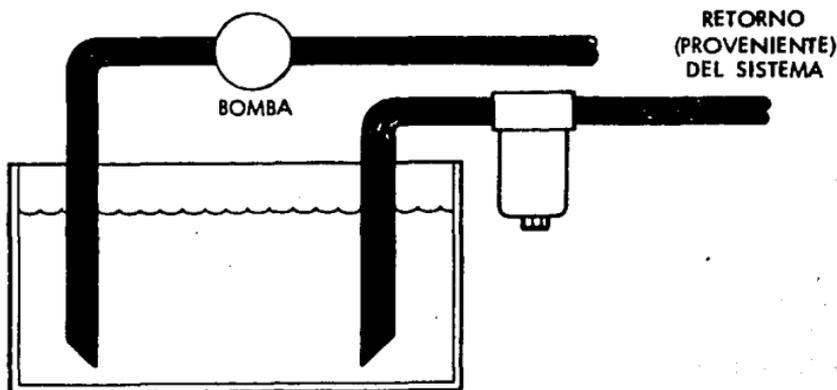


fig. 5.13 El Filtro de la Línea de Regreso evita que se Contamine el Depósito.

FILTROS DE FLUJO COMPLETO.- Los filtros de flujo completo como su nombre lo indica filtran el flujo de toda la línea, tanto si se encuentran en la línea de admisión, de presión o de descarga. En estos filtros generalmente se encuentra una válvula de desvío que se abre conforme se obtura el filtro con los contaminantes. (fig. 5.14)

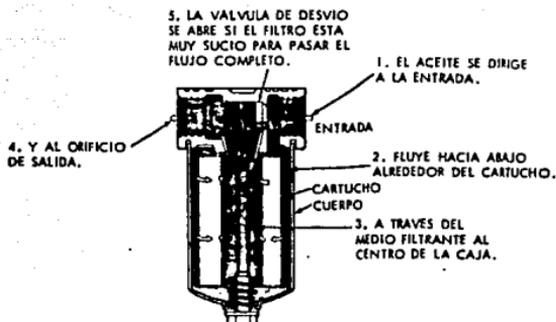
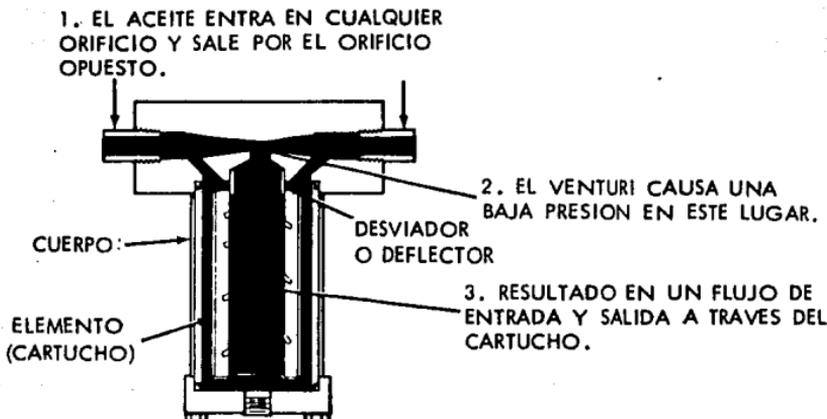


fig. 5.14

FILTROS DE FLUJO PROPORCIONAL. - Los filtros de flujo proporcional filtran una parte del flujo total, pero es razonable pensar que a la larga todo el fluido pasara por el filtro. Los siguientes circuitos son algunos de los muchos arreglos que se pueden hacer con este método de filtración. (fig. 5.15)



El Filtro Proporcional Funciona sobre el Principio de Venturi.

fig. 5.15

SELECCION DE FILTROS. - Para la selección un filtro se deben tener en cuenta tres factores:

- + El cuerpo del filtro
- + El elemento filtrante
- + El grado de filtración

CUERPO DEL FILTRO

+ Los materiales del portacartuchos deben ser compatibles con el fluido.

+ El cuerpo debiera resistir la temperatura y presión de trabajo.

+ El tamaño del cuerpo esta en función del caudal deseado. La viscosidad y la pérdida de carga admisible determinan el número de cartuchos necesarios y sus dimensiones.

En el caso de los filtros de cartucho, elijase siempre una capacidad algo superior a la requerida.

ELEMENTO FILTRANTE

+ Debe determinarse exactamente que tipo de filtración es la que se desea haga el filtro.

+ El elemento debe ser compatible con el fluido y soportar la temperatura y presión de trabajo.

+ Determinar la cantidad de contaminante que debe ser extraído, comunmente conocida como "carga de impurezas".

+ Con frecuencia dos o más elementos realizarán la misma función, por lo que se debe elegir el más económico.

SELLOS

Los sellos se usan en los circuitos que trabajan con fluidos para mantener a éstos dentro de los conductos de transporte o de operación, para mantenerlos libres de materias extrañas al sistema. En general llamamos sello a cualquier junta, empaque, anillo de sello u otra parte diseñada especialmente para sellado.

FUGAS INTERNAS.- Las fugas internas de un elemento hidráulico son diseñadas para lubricar los componentes, como son: carretes de las válvulas, pistones, etc. Sin embargo las fugas excesivas afectan negativamente el desempeño de los actuadores haciendo lento el trabajo, perdiendo potencia o en su caso extremo deteniendo completamente su funcionamiento. En las fugas internas no se pierde el fluido que regresa al tanque por conductos de regreso especialmente diseñados para esta función.

FUGAS EXTERNAS.- Las fugas externas no son en manera alguna deseables en cualquier sistema, provocan, pérdida del fluido, contaminación, calentamiento, en fin pueden dañar seriamente al sistema y a sus componentes. Las fugas externas se provocan debido a un mal diseño, mala instalación, pobre mantenimiento y/o mala operación, también se provocan por golpes o vibraciones. Se originan principalmente en las uniones o conexiones de los conductos.

SELLADO POSITIVO Y NEGATIVO.- Un sello positivo no permite la más mínima fuga de fluido, el sello no positivo o negativo permite una pequeña fuga para lubricación.

APLICACION ESTÁTICA Y DINÁMICA.- Un sello que está comprimido entre dos partes rígidas se clasifica como un sello estático. El sello nada más puede moverse un poco cuando se aplica o retira la presión, pero las partes acopladas no se mueven con relación a ellas mismas. Algunos ejemplos de aplicaciones estáticas son: conexiones bridadas, sellos de tubería roscada, etc.

Las aplicaciones de los sellos estáticos son relativamente sencillas, son no "desgastables" y en general no presentan problemas si se instalan adecuadamente.

Los sellos dinámicos se instalan entre partes que tienen movimiento entre sí. Aunque, cuando menos una de las partes debe friccionarse con el sello y por lo tanto esta sujeto a desgaste. (fig. 6.1)

UNION BASICA DE BRIDA



UNIONES DE METAL A METAL

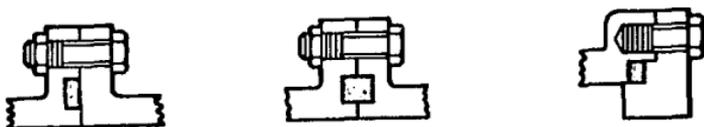


fig. 6.1 Sellos y Empaques de Brida-son de Típica Aplicación Estática.

SELLOS ANILLOS O.- Los anillos o sellos "O-ring" son los sellos más comunes en los equipos hidráulicos, los anillos se fabrican de hule sintético moldeado de sección transversal redonda. (fig 6.2)

1. EL ANILLO "O" ES INSTALADO EN LA RANURA ANULAR Y SE COMPRIME EN AMBOS DIÁMETROS.

NOTA: LOS ESPACIOS ESTAN MUY EXAGERADOS PARA LA EXPLICACION.

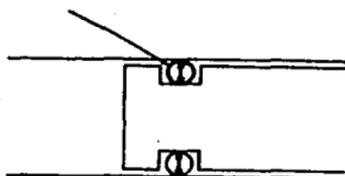


fig. 6.2 Un Anillo-O es un Sello Positivo.

El anillo O se instala en una ranura maquinada, se le comprime en el diámetro exterior e interior, la presión empuja al anillo en contra de una de las paredes, con lo que sella en las tres paredes, por lo que es capaz de contener presiones extremadamente altas.

Los "O-rings" son sellos positivos que se usan principalmente en aplicaciones estáticas, aunque se pueden usar en movimientos recíprocos limitados como son los carretes de las válvulas, no

Son adecuados para ejes rotatorios o donde la vibración es un problema. (FIG. 6.3)

NOTA: LOS ESPACIOS ESTAN MUY EXAGERADOS PARA LA EXPLICACION.



1. EL AUMENTO DE PRESION FORZA EL ANILLO A ESTIRARSE.

fig. 6.3 Un Anillo de Refuerzo es un Anillo que no se Deforma.

ANILLOS DE CONTRAFUERZA.- En presiones altas el sello O tiende a incrustarse en el espacio de entre las partes acopladas. (fig. 6.4)

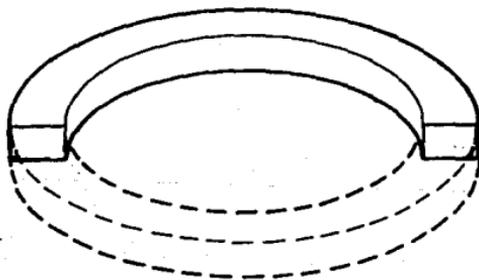


fig. 6.4

Esto no es un problema en una aplicación estática. Pero esta incrustación puede acelerar el desgaste en un aplicación dinámica. Esto se evita al instalar un contrasello duro detrás

del anillo O. Si la presión es alterna los contrasellos se pueden usar en ambos lados del anillo O.

SELLOS DE ANILLOS T.— Los anillos T se usan comunmente en aplicaciones dinámicas, reciprocantes, especialmente para sellar los pistones de los cilindros. (fig. 6.5)

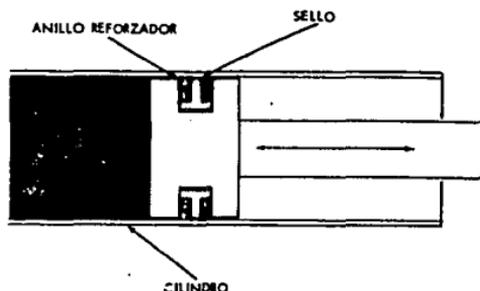


fig. 6.5

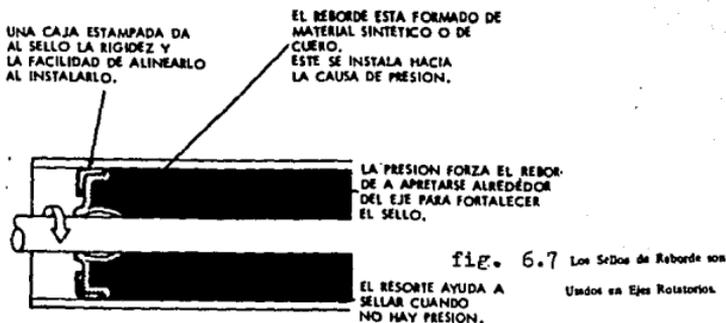
El Anillo T es un Sello Dinámico para Partes Reciprocantes.

El anillo T se fábrica de hule sintético y se moldea de manera que su sección transversal semeja una T, en su parte superior sella como un anillo O. (fig 6.6)



fig. 6.6

SELLOS DE REBORDE.— Los sellos de reborde se usan en aplicaciones dinámicas de baja presión, para sellar positivamente los ejes rotatorios. Un sello de reborde (fig. 6.7)



se fabrica comúnmente de una aleación y hule estampado para soporte y de hule sintético o cuero en la parte que se ajusta, a la flecha. Con frecuencia hay un resorte para ajustar el reborde a la flecha. En algunas aplicaciones se usan sellos de doble reborde para evitar que el aire ó el polvo penetren.

SELLOS DE TAZA.— Los sellos de taza o de copa se usan mucho en el sellado de los pistones, dan un sello positivo a altas presiones por estar reforzado, sella al forzar hacia afuera el reborde de la taza. (fig 6.8)

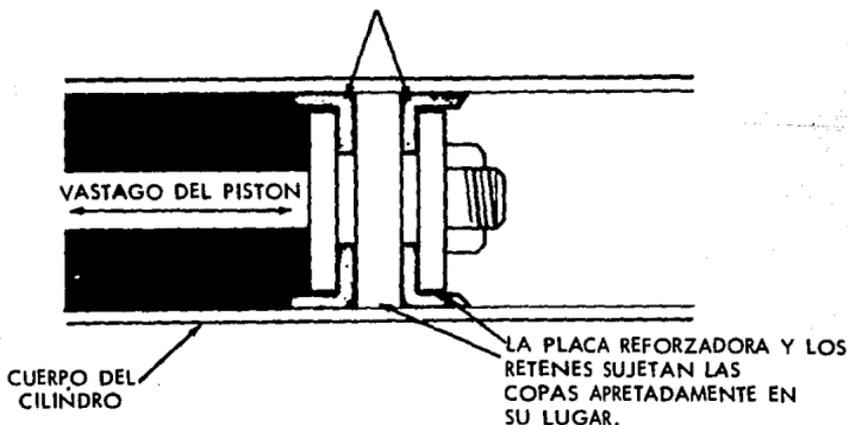


fig. 6.8 Sellos de Copa se usan en los Cilindros de Pistón.

ANILLOS DE METAL.— Los anillos de metal se usan en los pistones de los cilindros de manera similar a como se usan los anillos de un motor de combustión. Se fabrican de hierro o acero fundido. Tienen menos resistencia al movimiento que otros sellos, no son necesariamente positivos, pero se puede lograr usando varios a la vez, pueden manejar presiones muy altas. (fig. 6.9)

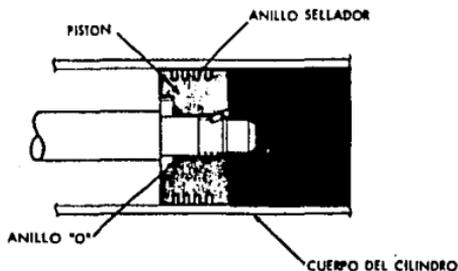
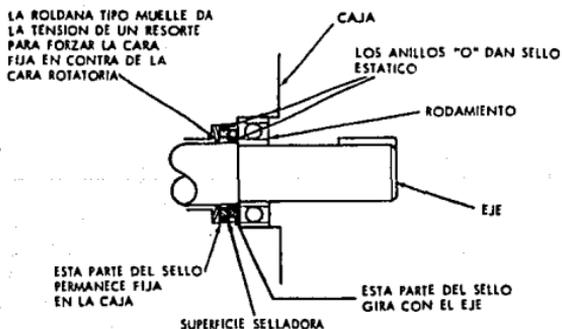


fig. 6.9 Anillos de Metal son usados para los Pistones de los Cilindros

SELLOS DE CARA.— Los sellos de cara se utilizan en el sellado de ejes rotatorios de alta presión. Consisten de dos elementos suaves y planos.

Normalmente un elemento es metálico y el otro no metálico, uno gira con la flecha y el otro permanece estacionario.

Un resorte carga uno de los miembros para absorber el desgaste. (fig. 6.10)



Sello de Cara para Sellar Alta Presión del Eje Rotatorio

fig. 6.10

EMPAQUES DE COMPRESION.- Los empaques pueden ser estáticos o dinámicos (fig. 6.11) se usan como sellos de ejes rotatorios, en los pistones alternativos y como juntas en aplicaciones estáticas. Su uso ha decaído al ser reemplazado por sellos más efectivos. Se fabrican de fibra tejida en forma de V o U o de un metal suave comprimido, entre las partes a sellar.

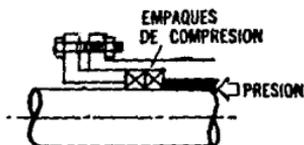


fig. 6.11

MATERIALES USADOS EN LOS SELLOS.- Los materiales más comúnmente usados en la fabricación de sellos son los hules sintéticos o elastómeros y luego en menor importancia el cuero, el corcho y las fibras impregnadas. El hule natural no es adecuado para el sellado.

Dentro de los elastómeros se distinguen los siguientes:

- + Nitrilo (Buna-N)
- + Silicón
- + Neopreno
- + Teflón y Nylon

EL NITRILLO.- Es un material tenaz, durable, económico y muy difícil de moldear. El rango de temperatura en el cual es el mejor sellador está entre 40 y 230 grados Fahrenheit (4.5 - 105 °C) Se utiliza en operaciones reciprocantes.

SILICON.- El silicón tiene un rango de temperatura de 60 a 400 °F (15.5 - 215°C), como no es tenaz no se usa en el sellado reciprocante, en cambio es muy popular en las operaciones rotatorias, sobre todo cuando las diferencias de temperaturas son muy grandes, también se usa en aplicaciones estáticas. A temperaturas más altas el silicón tiende a absorber aceite y derretirse. Tiene buena compatibilidad con el petróleo y con los fluidos resistentes al fuego.

NEOPRENO.- Fue uno de los primeros elastómeros usados para sellar sistemas hidráulicos, es un material duro. A temperaturas mayores de 150°F (65°C) tiende a vulcanizarse o "cocerse".

TEFLON Y NYLON.- Más que elastómeros son plásticos, combinados con flúor, tienen por lo tanto una excepcional resistencia a la alta temperatura. Combinan bien con los aceites de petróleo, se usan en anillos de resistencia en aplicaciones especiales. El teflón es muy popular en el sellado de la tubería.

PREVENCIÓN DE FUGAS.- Tres son los factores que sirven para mantener el equipo a salvo de fugas:

- + Diseño antifugas
- + Instalación apropiada
- + Funcionamiento apropiado

DISEÑO ANTIFUGAS.- El uso de conectores de rosca recta y bridas soldadas, en vez de conexiones de tubería, así como el uso de tubería sin costura y la utilización de curvas en lugar de codos, disminuyen el porcentaje de fugas. El uso del distribuidor con conexiones de tubería permanentes. Un múltiple es una placa de montaje que tiene varios pasajes interconectados entre las válvulas con lo cual se elimina la tubería. (fig. 6.12)

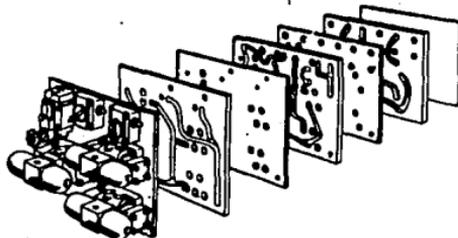


fig. 6.12

INSTALACIÓN APROPIADA.- Una instalación cuidadosa, cuidando de no romper o doblar los sellos, y prelubricando, aseguran un buen sellado y resisten las vibraciones y estiramientos en las uniones.

OPERACIÓN ADECUADA.- Los factores que influyen en la vida de los sellos al operar el equipo son:

- + La contaminación
- + La compatibilidad
- + La temperatura
- + La presión
- + La lubricación

LA CONTAMINACION. - Las atmósferas contaminantes acortan la vida de los sellos exteriores, protectores de los sellos deben ser usados en estas condiciones. El fluido contaminado también daña los sellos interiores.

LA COMPATIBILIDAD - La compatibilidad de los sellos con el fluido de operación es muy importante debido a que algunos sellos se desintegran debido a que reaccionan con el aceite o con los aditivos usados.

LA TEMPERATURA. - Como ya vimos antes las sobre temperaturas de operación dañan los sellos endureciéndolos, licuándolos o ablandándolos. Las temperaturas muy bajas los hacen quebradizos.

LA PRESION. - Las sobre presiones rompen o "vuelan" los sellos en especial los de reborde. debe existir cuidado en la conexión de los drenados y en las operación, las sobrecargas durante el trabajo producen con frecuencia este problema.

LA LUBRICACION. - Todos los sellos antes de instalarse deben ser sumergidos en aceite. los hules sintéticos no absorben mucho aceite, no así los sellos de cuero y fibras.

CONTROLES DE PRESIÓN

El control de la presión dentro de un sistema hidráulico es un factor determinante para la operación y mantenimiento del circuito. Si no existe un límite de presión en el circuito fallara la bomba cuando la fuerza que tiene que vencer este por encima del valor para la cual fue diseñado, la tubería se romperá o los sellos fugaran ante presiones incontroladas, la velocidad de los actuadores estará fuera de control y el sistema generará calor en exceso. Por todo ello se hace absolutamente necesario tener un control sobre la presión en cualquier circuito hidráulico.

Las válvulas que controlan la presión se clasifican en varios tipos:

- +Válvula de alivio principal
- +Válvula de alivio secundaria
- +Válvula reductora de presión
- +Válvula de descarga
- +Válvula de secuencia

VALVULA DE ALIVIO.- Este tipo de válvulas tiene la función de fijar la presión máxima en el sistema, limitando la fuerza que desarrolla un cilindro o la torsión de un motor hidráulico, desviando el exceso de fluido al depósito. Las válvulas de alivio pueden ser sencillas o compuestas se instalan entre la bomba y la válvula direccional.

VALVULAS DE ALIVIO SENCILLAS.- Las válvulas sencillas constan de un orificio u asiento y un obturador presionado contra el asiento por un resorte ajustable, como es el caso de las válvulas de tipo pistón, bola o de hongo. (fig. 7.1)

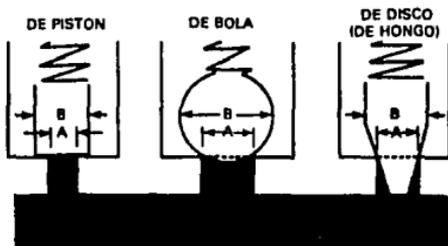


fig. 7.1 Tres tipos de válvulas de seguridad sencillas.

Su uso es reducido porque producen fluctuaciones que originan traqueteos. Funcionan de la siguiente manera; al superar la presión del aceite la resistencia del resorte, la válvula se levanta gradualmente de su asiento, a esto se le llama presión de abertura, cuando pasa todo el aceite alimentado por la bomba a través de la válvula, la presión del sistema es igual al ajuste de la válvula, la diferencia entre la presión de abertura y el ajuste de la válvula es el exceso de presión, para una válvula sencilla puede ser de hasta un 20% arriba de la presión normal de trabajo.

Las válvulas sencillas se regulan ajustando su resorte con un tornillo o con laínas para obtener la presión deseada.

VALVULAS DE SEGURIDAD COMPUESTAS.- Una válvula de alivio combinada es diseñada con una pequeña válvula piloto para limitar la presión y una válvula más grande de control cerca de la válvula piloto para desviar el volumen de flujo. Su porcentaje de sobrepresión es bajo y casi constante sobre un amplio rango (5 a 10%) (fig. 7.2)

Se le llama de pistón balanceado porque en operaciones normales, se establece un balance hidráulico. La presión en el orificio de entrada que actúa debajo del pistón es también sentida en la punta por medio de un orificio maquinado a través del cuerpo de la válvula. En cualquier presión menor a la ajustada el pistón es mantenido en su asiento por un resorte ligero.

Cuando la presión alcanza el ajuste del resorte, el cabezal móvil es desacentado limitando así la presión en la cámara superior.

El flujo que es restringido a través del orificio dentro de la cámara superior da como resultado un aumento de presión en la cámara inferior. Esto desbalancea las fuerzas hidráulicas y tiende a levantar el pistón de su asiento. Cuando la diferencia de presión entre las cámaras superior e inferior es suficiente para

Funcionamiento de la Válvula de Alivio de Pistón Balanceado.

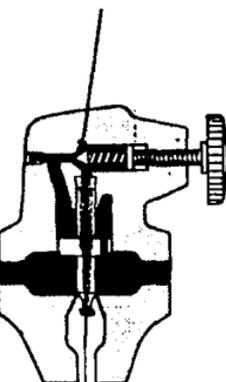
4. CUANDO ES ALCANZADO EL AJUSTE DE LA VALVULA EL CA-
BEZAL MOVIL SE "ABRE" LIMI-
TANDO LA PRESION EN LA CA-
MARA DE ARRIBA.

7. LA CONEXION VENTEEADA PERMITE DESCARGAR LA BOM-
BA A TRAVES DE LA VALVULA
DE ALIVIO.

3. EL RESORTE MANTIENE
AL PISTON CERRADO.

1. PRESION DE
ENTRADA AQUI....

2. ES TRANSMITIDA ARRIBA DEL
PISTON Y EN LA VALVULA
PILOTO A TRAVES DEL ORIFICIO
EN EL PISTON



6. EL PISTON SE MUEVE HACIA ARRIBA
PARA DESVIAR LA SALIDA DE LA BOMBA
DIRECTAMENTE AL TANQUE.

5. CUANDO ESTA
PRESION ES 20 psi
MAS ALTA QUE EN
LA CAMARA SUPERIOR...

DIBUJO A
CERRADA

DIBUJO B
APERTURA

DIBUJO C
ALIVIANDO

exceder la fuerza del resorte ligero (aproximadamente 20 psi). El pistón grande se desasienta permitiendo así que el flujo vaya directo al tanque.

El aumento de flujo a través de la válvula sólo causa que el pistón se levante más de su asiento, pero ya que esto sólo comprime un resorte ligero se encuentra muy poca presión excesiva.

VALVULAS DE SEGURIDA SECUNDARIAS.— Las válvulas secundarias pueden ser sencillas o compuestas, se colocan en los ramales del circuito para protegerlos de sobrecargas. Actúan a una presión igual o más baja que la válvula de seguridad principal.

VALVULAS REDUCTORAS DE PRESION.— Las válvulas reductoras de presión son sencillas o compuestas y ajustables. (fig. 7.3)

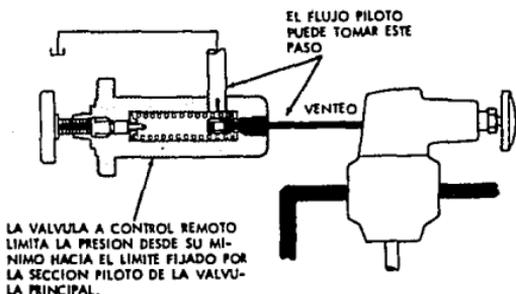


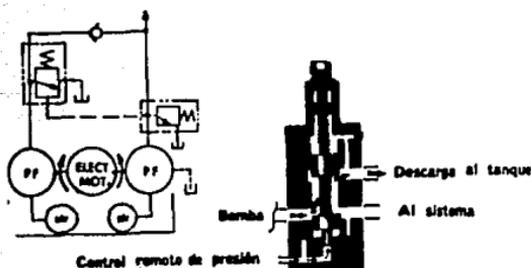
Fig. 7.3 La Válvula de Alivio Sencilla Conectada al Orificio de Venteo.

Cuando la válvula se proyecta especialmente como reductora, se usa por lo común un carrete. Las válvulas tienen la capacidad para reducir la presión principal del sistema a la presión que convenga para un circuito secundario.

Funcionamiento.— El resorte piloto mantiene la válvula piloto en su asiento, y es la que regula la presión en el sistema secundario. El resorte se ajusta generalmente por un tornillo.

El carrete de la válvula se mantiene también en su asiento por un resorte delgado. El aceite pasa tanto al circuito primario como al secundario, cuando la presión se eleva, el aceite en el circuito secundario que pasa por el orificio hacia la válvula piloto la abre y el aceite arriba del carrete se desaloja con lo que la presión principal empuja el carrete hacia arriba reduciendo el gasto en la lumbrera secundaria y con ello la presión de este circuito, la lumbrera nunca se cierra totalmente.

VALVULAS DE DESCARGA: Las válvulas de descarga se usan para controlar la presión en el sistema principal y son básicamente válvulas de seguridad compuestas con la adición de una válvula de retención. Su uso más corriente es en los sistemas donde dos bombas alimentan aceite a un sistema con una bomba de gran capacidad y baja presión y una de pequeño volumen y alta presión. (fig. 7.4)



Válvula de descarga y un circuito típico.

fig. 7.4

• Cuando se llega a la presión del sistema, la bomba grande se descarga y sólo la pequeña alimenta al sistema. De esta manera se ahorra potencia y se alarga la vida de la bomba. Aunque su conexión es igual a la válvula de alivio, la diferencia es que la válvula de descarga no se opera interiormente, tampoco en balance. Una conexión externa de control fuerza a la válvula a que se abra para dirigir el caudal de la bomba al tanque. (fig. 7.5)

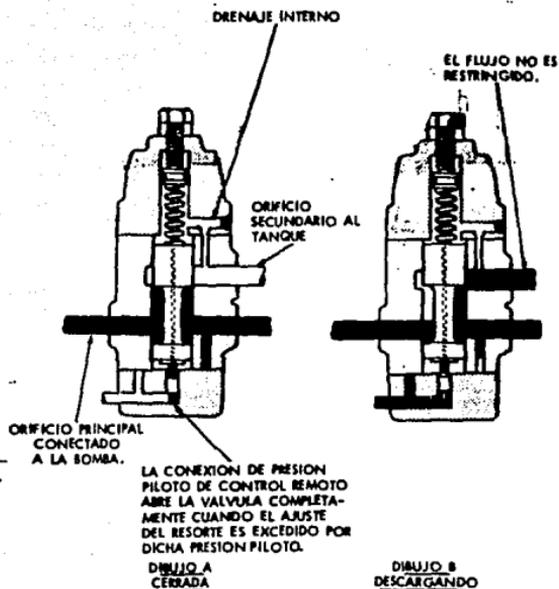


fig. 7.5 Válvula de Descarga

VALVULA DE SECUENCIA.- Una válvula de secuencia se usa para transferir flujo a un sistema secundario cuando el primero ya está accionado. Esta es una válvula normalmente cerrada que se abre al sistema secundario sólo cuando una presión preajustada se logra en el primer sistema. La presión en el primer sistema se mantiene después de que la válvula se abre. Este tipo de válvulas puede ser sencilla o compuesta con una válvula de retención.

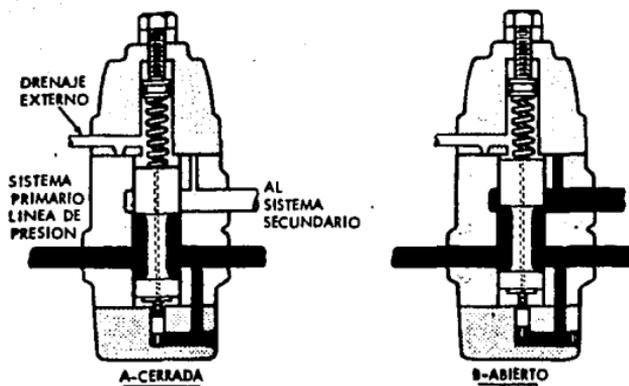


fig. 7.6B Válvula de Secuencia Tipo "R".

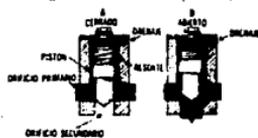


fig. 7.6b

CONTROLES DE GASTO

Los actuadores de un sistema hidráulico dependen para su velocidad de desplazamiento de la cantidad de flujo que se les proporciona, por lo tanto el control sobre la velocidad se hace al controlar el porcentaje de flujo.

TIPOS DE ALIMENTACION.- Para alimentar el flujo a un actuador tenemos tres variantes:

- + Alimentación constante
- + Alimentación variable
- + Alimentación o descarga regulada

ALIMENTACION CONSTANTE.- Se hace con una bomba de caudal constante, la cual siempre dará un caudal determinado y la velocidad del actuador siempre será la misma.

ALIMENTACION VARIABLE.- Se efectúa por medio de una bomba de caudal variable, la cual entregara un flujo distinto, ya sea controlando manualmente su volumen de trabajo o automáticamente, respondiendo a una señal de presión. En cualquiera de los casos el desplazamiento del actuador varía proporcionalmente al gasto.

ALIMENTACION O DESCARGA REGULADA.- El tipo anterior de control de flujo tiene dos inconvenientes, primero el costo de las bombas de flujo variable es alto comparativamente al de una bomba de flujo constante, segundo, si fuera necesario utilizar caudal en otra parte del circuito sería necesaria otra fuente de alimentación. Por esto se prefiere el uso de una bomba de caudal constante y válvulas de control de flujo.

VALVULAS REGULADORAS DE CAUDAL.- Estas válvulas se usan para reducir la velocidad de funcionamiento limitando el caudal de líquido que circula en un circuito o en un lado de un actuador. Es posible usar cualquier orificio o válvula como control de caudal, porque el objeto de estas válvulas es restringirlo.

Estas válvulas pueden regular el caudal de dos maneras: 1) Estrangulando el paso del aceite que entra o sale del actuador cuya velocidad se está regulando. Las válvulas pueden ser o no compensadas.

2) Derivando el aceite parcialmente del actuador al que se le está regulando la velocidad. Este tipo de válvulas están normalmente compensadas.

VALVULAS NO COMPENSADAS.- Estos tipos de válvulas (que también

se le llama reductoras u orificios) son del tipo de orificio fijo o ajustable. Se usan en aquellos casos donde la variación del caudal debido a la presión y a la temperatura (viscosidad) no se considera un factor crítico.

Las válvulas de aguja y de bola son muy usadas en los circuitos hidráulicos, su función básica es abrir o cerrar el paso, total o parcialmente al fluido de manera que trabajan íntimamente relacionadas con las válvulas de alivio las cuales desvían el aceite cuando la presión se eleva, de otra manera la válvula reguladora de gasto no cumpliría su función. (fig. 8.1)



fig. 8.1

La válvula de bola se diferencia de la de aguja únicamente en que la punta es esférica. Se prefiere usar las válvulas de aguja por su precisión para controlar el gasto. (fig. 8.2)

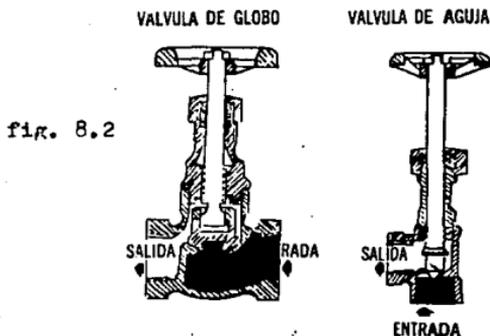


fig. 8.2

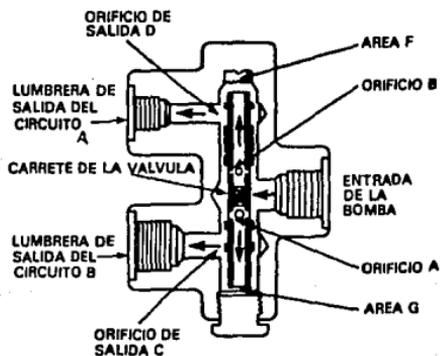
VALVULAS COMPENSADAS. - En algunos sistemas se requiere un caudal preciso cualquiera que sea la presión y la temperatura, y ésta precisión se asegura usando válvulas compensadoras de caudal. Estas válvulas reaccionan en forma automática a los cambios de presión o de temperatura (viscosidad) modificando su ajuste para dejar pasar el caudal deseado.

La válvula más sencilla para controlar el gasto según la temperatura es el tapón de un orificio. Este tapón se fabrica de un material que, con los cambios de temperatura responda con un elevado coeficiente de dilatación y contracción. Cuando la temperatura es elevada, el orificio reduce el área de su abertura y cuando es baja, el área de la abertura del orificio aumenta.

Sin embargo, en la actualidad, los aceites hidráulicos tienen un índice de viscosidad alto y por lo tanto, rara vez se usan las válvulas de control compensadoras de temperatura. Son más comunes las válvulas de control que compensan la presión.

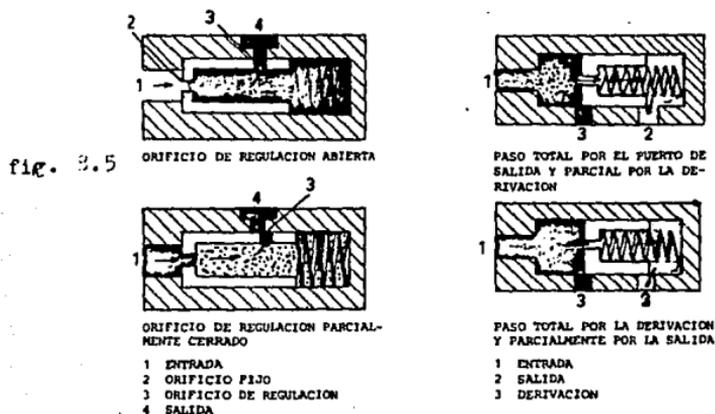
Las válvulas que mantienen constante el flujo en un línea apesar de la variación de presión actúan por medio del siguiente principio. (fig. 8.3)

fig. 8.3



En el puerto de entrada a la válvula hay un orificio que estrangula el paso del aceite y provoca una caída de presión. El resorte tiende a mantener el émbolo en su posición extrema izquierda, permitiendo el máximo paso de flujo conforme aumenta la presión en la entrada el émbolo se corre a la derecha y cierra paulatinamente el orificio de salida, más como ha aumentado la presión el flujo en el orificio se mantiene constante.

VALVULAS DE DERIVACION.— En estas válvulas cuando aumenta la presión, el fluido pasa paulatinamente a otro conducto. (fig. 8.5)



VALVULAS REPARTIDORAS.— Estas válvulas regulan el caudal y lo reparten entre dos o más circuitos. Pudiendo ser compensadas o no.

DIVISOR DE CAUDAL SENCILLO.— Un divisor sencillo de caudal tiene dos orificios fijos o ajustables. (fig. 8.6)

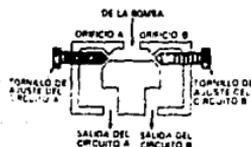


fig. 8.6

Cuando ambos orificios tienen un área igual y la presión en ambos circuitos es la misma, el caudal de la bomba se divide en forma igual entre ambos circuitos.

MÉTODOS PARA CONTROLAR EL FLUJO.— Hay tres formas básicas para aplicar las válvulas de control de volumen para controlar la velocidad del actuador.

Estos son:

- + Regulación a la entrada
- + Regulación a la salida
- + Derivación (sangrado)

CIRCUITO CONTROLADO A LA ENTRADA.— En las operaciones de control a la entrada, la válvula de control de flujo se coloca entre la bomba y el actuador. (fig. 8.7)

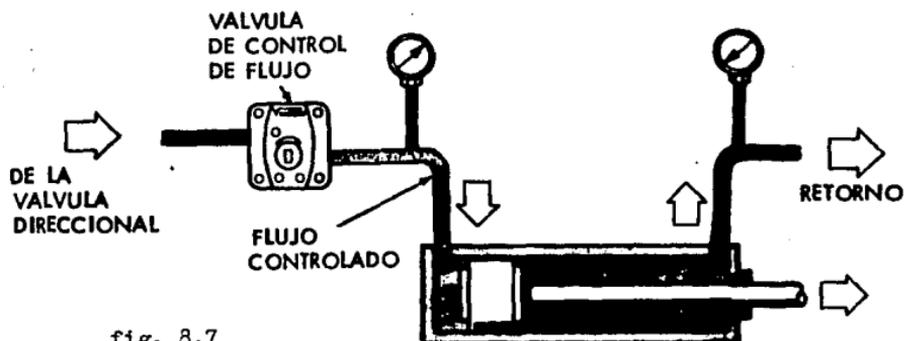


fig. 8.7

De este modo, esta controla la cantidad de flujo que va al actuador. El exceso de abastecimiento de la bomba es enviado al tanque a través de la válvula de alivio.

Con la válvula de control de flujo instalada en la línea del cilindro, el flujo está controlado en una dirección, se debe incluir una válvula check en paralelo para el flujo de regreso. (fig. 8.8)

El método de control a la entrada es altamente exacto. Se usa

en las aplicaciones en las que la carga resiste permanentemente el movimiento del actuador, tales como elevar un cilindro vertical o empujar una carga a velocidad controlada.

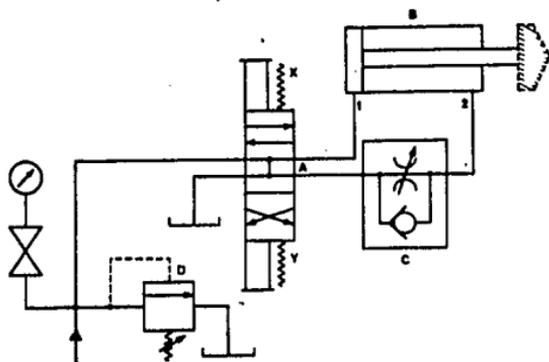


fig. 8.8 Circuito que ilustra la regulación del caudal de salida.

CIRCUITO CONTROLADO A LA SALIDA.- El control a la salida se usa cuando la carga tiende a "escaparse" o "correrse". El control de flujo se localiza en donde restrinja el flujo de salida que viene del actuador. (fig. 8.9)

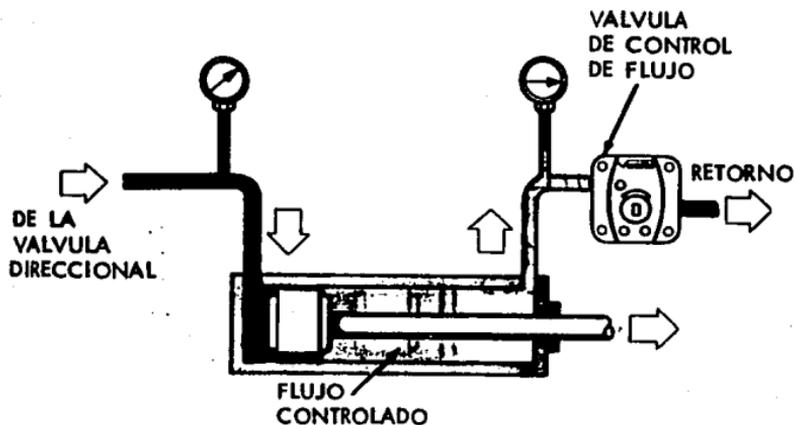
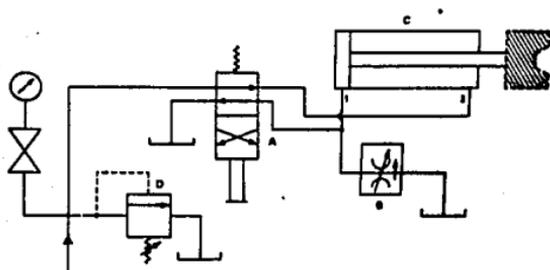


fig. 8.9

CIRCUITO DE DESVIO.- En este tipo de regulación del flujo la válvula se coloca entre la válvula direccional y el actuador, determina la velocidad del actuador al ir regulando una parte del flujo de la bomba que va al tanque. La ventaja es que la bomba funciona a la presión requerida por el trabajo, ya que el exceso del fluido en lugar de que lo haga a través de la válvula de alivio. Su desventaja es que pierde exactitud si hay variaciones en el abastecimiento de la bomba. (fig. 8.10)



Un circuito que ilustre la regulación del gasto por "bypass".

CONTROLES DIRECCIONALES

Las válvulas para el control direccional son cualesquiera capaces de controlar la dirección del flujo. De esto se deduce que puede usarse casi cualquier válvula como control direccional.

Son muy variadas las características que se toman en cuenta para clasificar las válvulas de control direccional, pero las más comunes son:

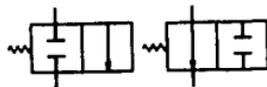
- + Por su número de pasos de flujo
- + Por su número de posiciones
- + Por su tipo de control
- + Por su estructura
- + Por su capacidad de flujo

NUMERO DE VIAS.— Se conoce como vías, los pasos de flujo en una válvula; los más usuales son:

- + Válvulas de dos vías
- + Válvulas de tres vías
- + Válvulas de cuatro vías

Válvulas de dos vías.— Son el tipo más sencillo de válvulas direccionales, tienen un puerto de admisión y un puerto de salida, pueden ser válvulas check o algún tipo de válvula de alivio, su símbolo puede ser el siguiente (fig. 9.1) en arreglo de dos posiciones.

válvulas de dos pasos y dos posiciones, normalmente cerrada (izquierda) y normalmente abierta (derecha).



Válvulas de dos pasos de posición infinita, normalmente cerrada (izquierda) y normalmente abierta.

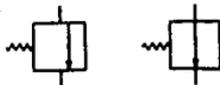


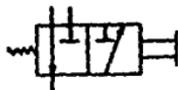
fig. 9.1

Válvulas de tres vías: Las válvulas de tres vías son poco usadas en los circuitos hidráulicos, su uso más frecuente se da en los circuitos neumáticos, su símbolo convencional es el siguiente (fig. 9.2) en arreglo de dos posiciones.

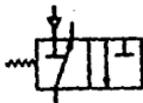
fig. 9.2

VÁLVULAS DE TRES PASOS

Válvula de tres pasos y dos posiciones *normalmente abierta.*



Válvula de tres pasos y dos posiciones *normalmente cerrada.*

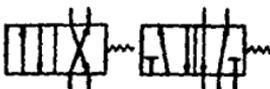


VÁLVULAS DE CUATRO VIAS. Estas válvulas son las más comunes en los circuitos hidráulicos, se usan comúnmente para el accionamiento de cilindros o motores de accionamiento reversible, una de las líneas procede de la bomba, otra va al extremo del actuador, la tercera trae el flujo desalojado del extremo opuesto y la cuarta via lleva este flujo al depósito (fig. 9.3)

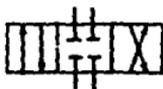
Se encuentran en constituciones de dos o tres posiciones.

fig. 9.3

Válvula de cuatro pasos y dos posiciones en posición *activada.*



Válvula de cuatro pasos y tres posiciones en posición *neutra.*



NUMERO DE POSICIONES.- Las válvulas más comunes son de dos y tres posiciones, como ya lo hemos visto anteriormente, los modelos de tres posiciones son todos de cuatro vías; la única variante es la posición central que puede ser cualquiera de las mostradas en la fig.9.4

ESTRUCTURA.- La estructura de una válvula direccional puede ser construida de dos tipos diferentes:

- + De carrete deslizante
- + De rotor giratorio

CARRETE DESLIZANTE.- En la válvula direccional de tipo carrete, un carrete cilindrico se mueve de atrás para adelante en un agujero maquinado en el cuerpo de la válvula. Pasos maquinados o perforados en el cuerpo se conectan a los orificios. (fig. 9.5)

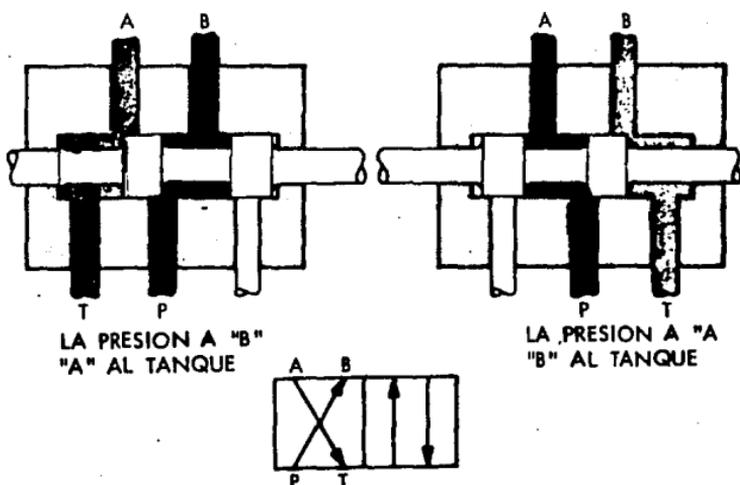


fig. 9.5. Válvula de Cuatro Vías Tipo Carrete.

ESTA TESIS NO DEBE SALIR DE LA BIBLIOTECA

ROTOR GIRATORIO.- Las válvulas rotatorias consisten en un rotor bien ajustado al cuerpo de la válvula. Los pasos en el rotor conectan u obstruyen los orificios en el cuerpo de la válvula, para dar los pasos de flujo, como se muestra en la fig. 9.6 Una posición de centro se puede incorporar si se desea.

Las válvulas rotatorias son operadas manual u mecánicamente, se usan principalmente como válvulas pilotos para controlar otras válvulas. (fig 9.6)

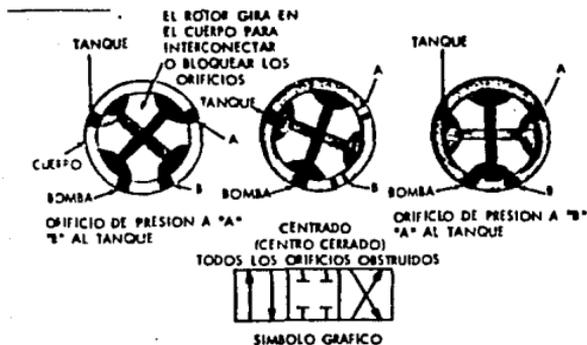


fig. 9.6 . Válvula Rotatoria de Cuatro Vías .

TIPO DE CONTROL.- El accionamiento de los controles direccionales es variado, los principales métodos son:

- + Manual
- + Mecánico
- + Piloto
- + Eléctrico
- + Neumático

CONTROL MANUAL.- Es el método más simple para posicionar una válvula, se realiza mediante de una palanca. (fig.9.7)

fig. 9.7



CONTROL MECANICO.— Los posicionadores mecánicos de las válvulas en su mayoría operan por levas, existen los posicionadores automáticos, que regresan o centran las válvulas inmediatamente después de interrumpir su accionamiento. Operan a través de resortes (fig.9.8)

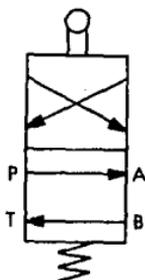
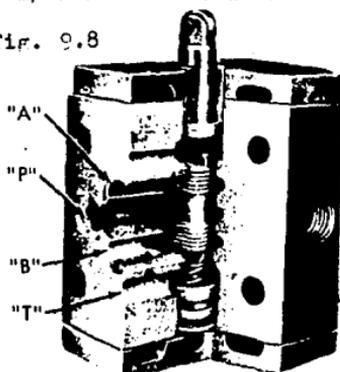
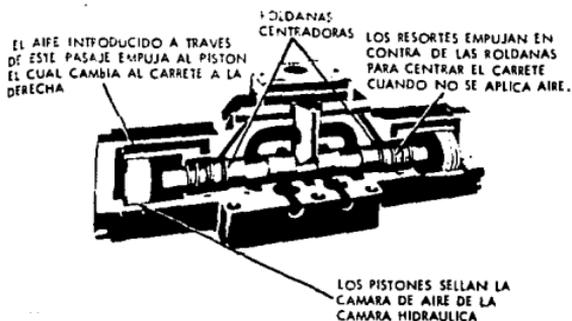


fig. 9.8



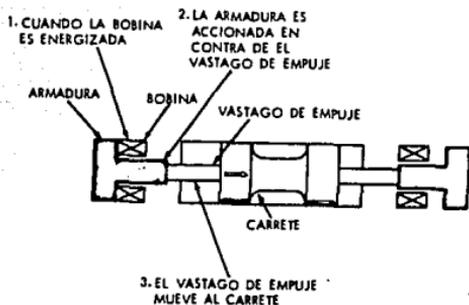
CONTROL NEUMATICO.— La aplicación de aire en los extremos de los carretes de las válvulas hace que estas se posicionen.



Válvula de Cuatro Vías Operada Neumáticamente.

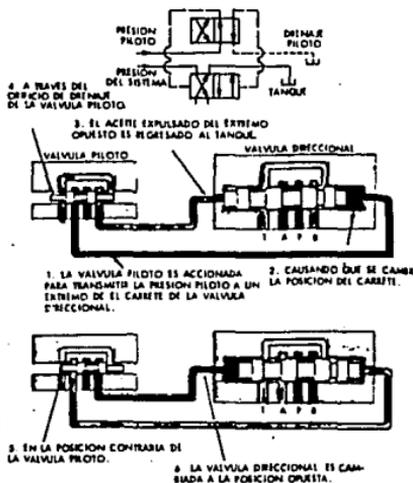
CONTROL ELECTRICO.— Un método muy común para accionar un pequeño carrete de válvula es un solenoide. La energía eléctrica aplicada al espiral del solenoide, crea un campo magnético, que empuja la armadura dentro del espiral. El movimiento de la armadura se transmite por medio de un vástago de empuje el cual mueve al carrete. (fig.9.9)

fig. 9.9



CONTROL PILOTO.- En las válvulas grandes la fuerza requerida para cambiar el carrete, es mayor que la obtenida del solenoide. La mayoría de las válvulas direccionales grandes son actuadas por presión piloto en contra de cualquier extremo del carrete, (fig.9.10)

fig. 9.10



VOLUMEN DE FLUJO.- El volumen de flujo manejado por los controles direccionales se mide en GPM ó LPM .Siendo una de las variables que se toman en cuenta para su selección, teniendo como constante una presión de trabajo determinada, el flujo admisible se determina con la variación de las dimensiones de los puertos de entrada y salida.

BOMBAS

La bomba es el corazón del sistema hidráulico. Su función es convertir la energía mecánica en energía hidráulica al empujar al fluido dentro del sistema.

CLASIFICACION.- Las bombas se clasifican de diferentes maneras pero la más general es la que determina el tipo de desalojo del líquido.

- + De desplazamiento negativo
- + De desplazamiento positivo

Las bombas de desplazamiento negativo suministran un flujo continuo. Sin embargo a causa de su diseño, no hay un sellador interno positivo por lo que hay recirculación del líquido y su rendimiento varía con las diferentes presiones. Este tipo de bombas opera por medio de la fuerza centrífuga en donde los fluidos entran en el centro de la caja de la bomba y son expulsado por el rápido empuje del impulsor. (fig 10.1)

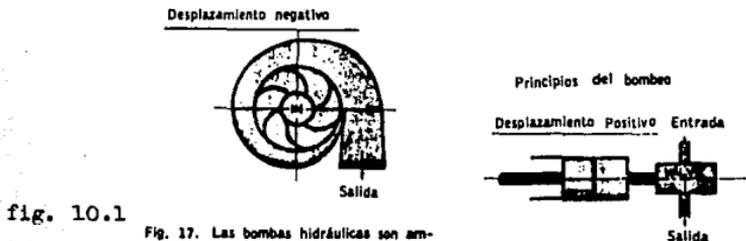


Fig. 17. Las bombas hidráulicas son ampliamente clasificadas como positivas, flujo pulsante y negativas, flujo continuo

Las bombas de desplazamiento positivo suministran un flujo pulsante. Su diseño nos da un sello interno positivo en contra de la filtración del fluido, por lo que su rendimiento es prácticamente constante antes los cambios de presión. Este tipo de bombas son la usadas en los sistemas hidráulicos de potencia.

Así mismo las bombas de desplazamiento positivo se clasifican como sigue:

- + De caudal fijo
- + de caudal variable
- + Unidireccionales
- + Bidireccionales

- + Por su caudal desplazado
- + Por su velocidad de operación
- + Por la presión de trabajo.

TIPO DE BOMBAS.- Los tipos más comunes que se usan en el equipo hidráulico para carreteras y fuera de ellas son:

- + Bombas de engranes
- + Bombas de paletas
- + Bombas de pistón

Las bombas de engranes se clasifican a su vez en:

- + Bombas de engranes externos
- + Bombas de engranes internos
- + Bombas gerotor

BOMBAS DE ENGRANES EXTERNOS.- De los bombas hidráulicas los del tipo de engrane son los más populares. Tienen una larga vida, una razonable eficiencia y son económicas.

Una bomba de engranes externos se compone de (fig. 10.2) dos engranes acoplados que giran en una caja. Los espacios libres son muy pequeños entre los dientes de los engranes y la caja de engranes, entre los engranes y sus tapas. Las lumbreras de entrada y salida están opuestas entre sí. A un engrane lo hace girar el eje impulsor, mientras que el otro engrane es impulsado en sentido opuesto. Al girar los engranes se separan creando una baja presión en el lado de la entrada a la bomba, aspirando el aceite que entra en los huecos formados entre los dientes y la caja. El líquido es arrastrado hacia la descarga y empujado contra la presión del sistema.

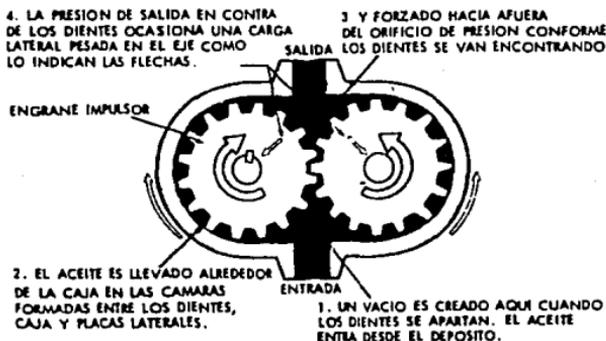
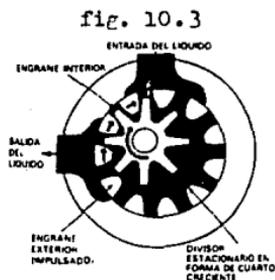


fig. 10.2 Bombas de Engranes Externos.

BOMBA DE ENGRANES INTERNOS.- Las bombas de engranes internos se usan en las transmisiones automáticas o donde el espacio está limitado.

En este diseño, las cámaras bombeadoras también se forman entre los dientes del engrane. (fig. 10.3) Un sello en forma de luna creciente es maquinado dentro del cuerpo de la bomba entre la entrada y la salida en donde el espacio de los dientes es mayor.

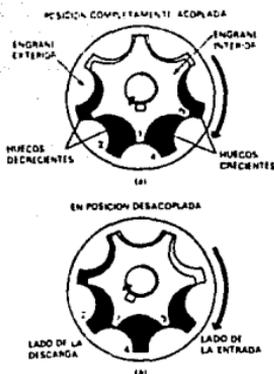


BOMBA GEROTOR.- La bomba hidráulica del tipo gerotor se usa en las direcciones de potencia o como bomba de lubricación. Los elementos de bombeo de la bomba gerotor, consisten de un par de engranes, uno dentro del otro, (fig. 10.4) en una caja. El engrane interior, que tiene siempre un diente menos que el exterior es el impulsor.

La mayoría de las bombas de tipo engrane tienen desplazamiento fijo. Su volumen de salida es desde muy bajo hasta muy alto. A causa de la carga de lado del eje, son unidades de baja presión, es decir, trabajan a menos de 2000 psi (136 Kg/cm²)

Las fugas internas aumentan con el desgaste. Sin embargo las unidades son bastantes duraderas y son más tolerantes al polvo que otros tipos. Las bombas con muchas cámaras generan alta frecuencia por lo que son ruidosas.

fig. 10.4



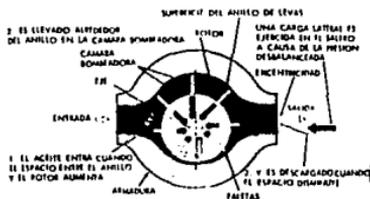
BOMBAS DE FALETAS.— Las bombas de paletas se aplican en cualquier sistema, para grandes o pequeños volúmenes y para presión constante o variable. Compensan automáticamente el desgaste y son muy eficientes.

Las bombas de paletas más comúnmente empleadas son de dos tipos:

- + Bombas de paletas desequilibradas
- + Bombas de paletas equilibradas

BOMBAS DE PALETAS DESEQUILIBRADAS.— Debido a la presión lateral en el eje impulsor (fig. 10.5) se usan con mayor frecuencia como bombas de desalojamiento variable, o donde se requiere una presión mediana.

Las bombas de paletas desequilibradas tienen colocado el rotor en el eje impulsor. El rotor tiene numerosas ranuras en las que entran ajustadas las aspas móviles. El rotor se coloca excéntrico en una cámara circular, con las lumbreras de entrada y salida colocadas a 180° entre sí. Según la bomba, las aspas se empujan fuera del anillo central por: resortes, por la fuerza centrífuga o por la presión del sistema.



Funcionamiento de la Bomba de Paletas Desequilibrada

fig. 10.5

OPERACION.— Al girar el rotor se forman las cámaras de bombeo entre las aspas, el rotor, el anillo de levas y las dos placas laterales. Al aumentar el espacio entre las aspas, el rotor y la leva, se crea una baja presión y el líquido que está a la presión atmosférica, entra a llenar el espacio. Cuando una aspa pasa por la lumbrera de entrada atrapa al líquido y lo conduce al lado de la descarga. Al empujar el anillo de levas las aspas hacia adentro, disminuye el volumen, lo que hace que se descargue el líquido contra la presión del sistema.

BOMBAS DE ASPAS EQUILIBRADAS.— El modelo predominante de bombas de aspas, son las de aspas concéntricas, porque tiene dos lados de bombeo dentro de una caja de bomba. (fig. 10.6). Esto se logra cambiando el anillo de levas circular por uno elíptico. Esto genera un volumen doble comparado con una excéntrica del mismo tamaño. Además, no existe empuje lateral en el eje impulsor, porque tiene dos salidas colocadas a 180° entre sí, lo que equilibra las fuerzas. Esto alarga la vida del cojinete.

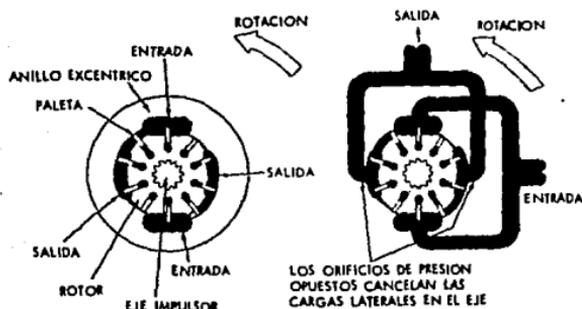


fig. 10.6 Principio de la Bomba de Paletas Equilibrada.

En las bombas pequeñas, la fuerza centrífuga es la que empuja las aspas hacia afuera junto con la presión del sistema, lo que aumenta el desgaste de aspas y del anillo de levas. En los tipos mayores de las bombas concéntricas, o en las de alta velocidad, se modifican para reducir este desgaste. Se logra colocando un pequeño pistón flojo (entre las aspas) en la porción recortada de cada aspa. El rotor tiene pasajes perforados vertical y diagonalmente. Los pasajes diagonales terminan en el borde inferior de cada aspa y están en línea con la lumbrera de entrada o de salida.

Los pasajes verticales que conducen al interior del aspa están en línea con las lumbreras en la placa de presión, y conducen la presión del sistema todo el tiempo dentro del área inferior de las aspas. Por lo tanto las aspas que empujan hacia afuera contra el anillo de levas por la presión del sistema cuando descargan y por la presión de entrada más la presión interior en el aspa cuando cargan, disminuyendo el desgaste en las aspas y en el anillo de levas. (fig. 10.7)

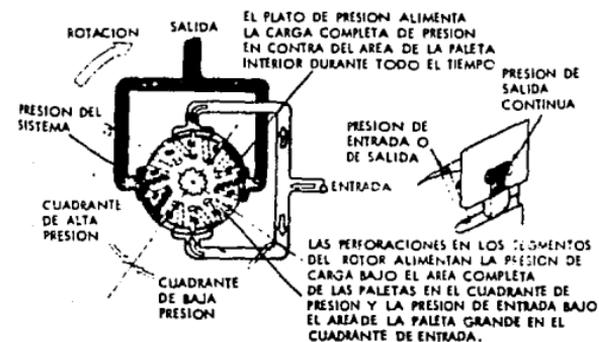


Figura 11-26. Operación de la Paleta Interior.

BOMBAS DOBLES.— Las bombas de engranes pero más comúnmente las de paletas se pueden contruir en versiones dobles, con los cartuchos operados con el mismo eje impulsor. (fig. 10.8)

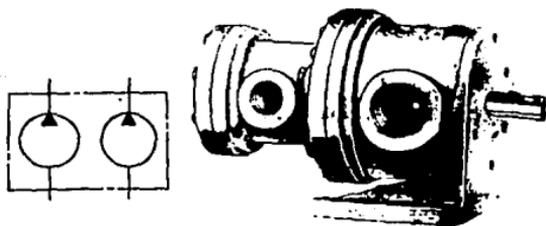


fig. 10.8 . Bomba Doble "Redonda".

BOMBAS DE DOS PASOS.— Una bomba de dos pasos (fig. 10.9) funciona, como la bomba sencilla, pero con del doble de capacidad de presión. La primera bomba eleva el líquido a una presión dada, la segunda bomba aumenta la presión al doble.

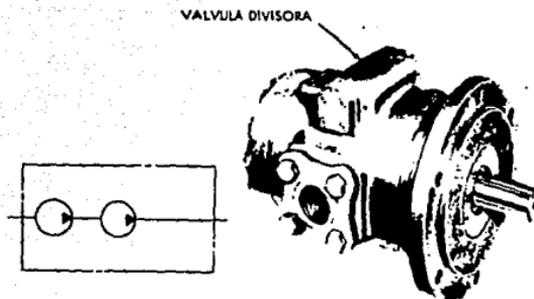


fig. 10.9 Bomba Típica de Dos Etapas

CARACTERISTICAS DE LA BOMBA DE PALETA.- Las bombas de paletas cubren los promedios de bajo, medio y alto volumen, con presiones operantes hasta 3000 psi (204 Kg/cm²). Son confiables, eficientes y fáciles de mantener. La superficie del anillo y las puntas de las paletas son los puntos de mayor desgaste, lo cual se compensa al sacar un poco las paletas de sus ranuras.

BOMBAS DE PISTON.- El principio bajo el cual actúan todas las bombas de pistón es de un pistón recíproco en su cartucho jalando fluido hacia adentro, cuando se retracta y lo expulsa en la siguiente carrera.

Los diseños básicos son:

- + Bombas de pistones radiales
- + Bombas de pistones axiales

Los dos tipos se fabrican en modelos de desplazamiento fijo o variable. Una bomba radial tiene los pistones arreglados radialmente en una sección del cilindro, (fig. 10.10) mientras que en las unidades axiales los pistones están paralelos entre ellos y al eje de la sección del cilindro. (fig. 10.11)

El diseño axial puede ser dividido en:

- + Tipo placa oscilante
- + Tipo placa ondulante
- + Tipo de eje inclinado

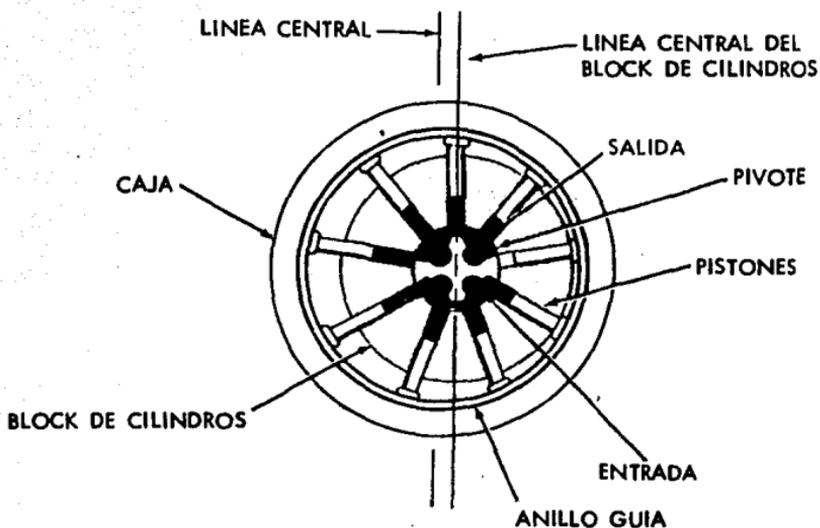


fig. 10.10 Operación de la Bomba de Pistones Radiales.

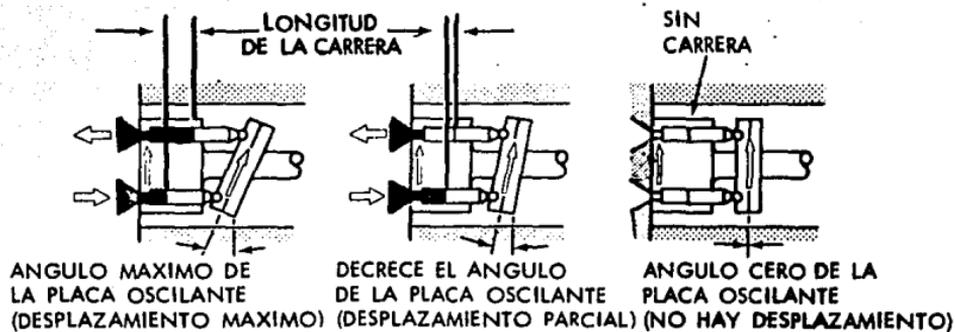


fig. 10.11 Variaciones en el Desplazamiento de la Bomba.

BOMBAS DE PISTONES RADIALES.— Aunque la bomba de pistones es parecida a una bomba de paletas excéntricas, se usa un block de cilindros en vez de un rotor. (fig. 10.12)

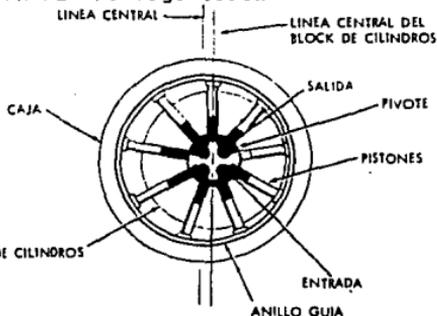


fig. 10.12

En este tipo block se barrenan un número impar de agujeros, dentro de los cuales se mueven los pistones. El block queda también excéntrico con relación a la caja y gira sobre esta. El anillo circular fijo de la bomba se conoce como anillo de empuje. Cuando la bomba es del tipo de desplazamiento variable, el anillo de empuje se ajusta, para aumentar o disminuir el viaje del pistón.

EL CAUDAL DESALOJADO = AREA DEL CILINDRO X CARRERA X NUMERO DE CILINDROS/REV.

BOMBAS DE PISTONES AXIALES.— En las bombas de pistón axial, el block de cilindros y el eje impulsor, están en la misma línea central y los pistones van y vienen paralelos al eje impulsor.

La bomba de pistón más sencillo es el diseño de la placa oscilante en línea. (fig. 10.13)

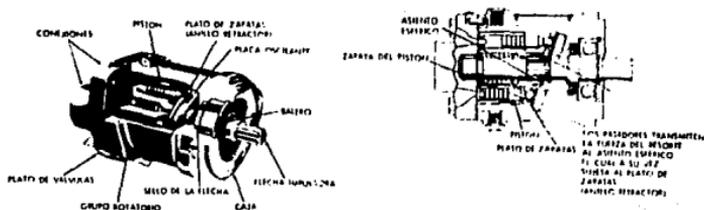


fig. 10.13

El block de cilindros en esta bomba es girado por el eje impulsor. Los pistones ajustados perfectamente en el cilindro, son conectados a través de ellos mismos a la zapata del pistón y un anillo retractor para que así las zapatas se sostengan en contra de un ángulo de la placa oscilante.

Cuando el block va girando (fig. 10.14) las zapatas del pistón siguen la placa oscilante, causando que el pistón vaya y venga. Los orificios están arreglados en la placa de la válvula para que los pistones pasen la entrada cuando están siendo empujados y pasan la salida cuando están forzados de su lugar hacia afuera.

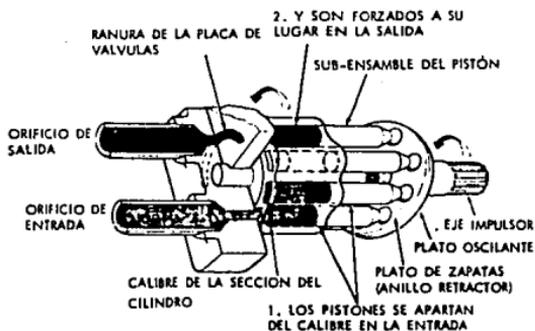


fig. 10.14 La Placa Oscilante Hace Reciprocarse a los Pistones.

DESPLAZAMIENTO.— En las bombas, el desplazamiento también es determinado por el tamaño y número de pistones y también por el largo de la carrera. Lo anterior es una función del ángulo de la placa oscilante.

En los modelos de desplazamiento variable, la placa oscilante se instala con una horquilla que cambia el ángulo de la placa oscilante para aumentar o disminuir la carrera del pistón. (fig. 10.15)

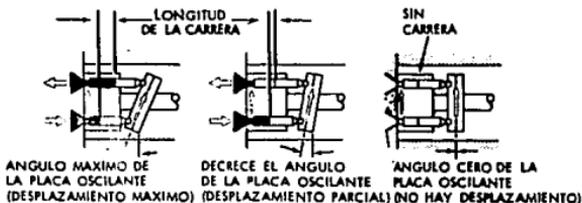


fig. 10.15 Variaciones en el Desplazamiento de la Bomba.

La horquilla puede ser accionada a mano, con un servocontrol, con un control compensador o por cualquier otro medio. El ángulo máximo está limitado a 17 1/2 grados por construcción.

BOMBA AXIAL DE PLACA ONDULANTE. Una variación del diseño de pistón en línea es la bomba de placa ondulante, el cilindro es fijo y la placa inclinada es girada por el eje impulsor. Cuando la placa gira esta "ondula" y empuja los pistones cargados por resorte para obligarlos a ir y venir.

BOMBAS DE PISTON DE EJE INCLINADO. En una bomba de pistón de eje inclinado (fig. 10.16) el block de cilindros gira con el eje impulsor pero a un ángulo descentrado. Los vástago del pistón son adheridos a la brida del eje impulsor con juntas esféricas y son forzados dentro o afuera de sus camisas, tanto como la distancia que hay entre la brida del eje impulsor y el block del cilindro.

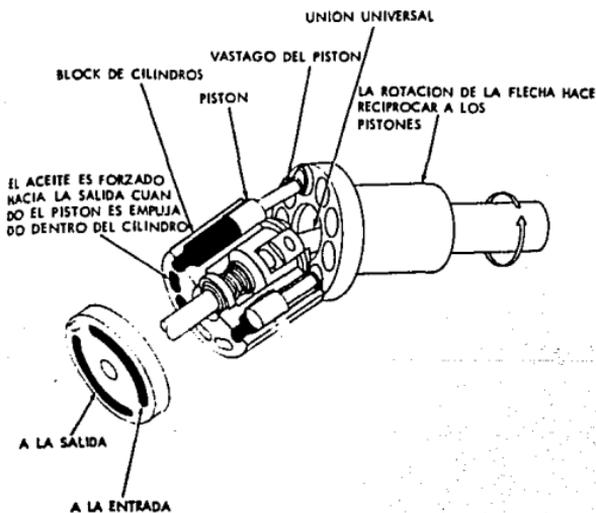


fig. 10.16

Un eslabón universal une al block de cilindros al eje impulsor para mantener el alineamiento y asegurar que giren juntos. La unión no transmite fuerza sólo acelera y desacelera el monoblock y ayuda a vencer la resistencia de la sección al girar en las camisas llenas de aceite.

DESPLAZAMIENTO.— El desplazamiento de la bomba varía con el ángulo descentrado (fig. 10.17) el grado máximo es de 30° el mínimo es de 0.

Los modelos de desplazamiento fijo se pueden conseguir con ángulos de 23 a 30 grados.

En la construcción de los tipos de desplazamiento variable una horquilla con un control externo es lo que se usa para cambiar el ángulo.

Se usan varios métodos para controlar el desplazamiento en las bombas de caudal variable de eje inclinado, los más comunes son: el volante, el compensador de presión y los servocontroles.

CARACTERISTICAS DE FUNCIONAMIENTO.— Las bombas de pistón son unidades altamente eficientes disponibles en un amplio porcentaje de capacidad, desde muy pequeños hasta muy altos, la mayoría pueden funcionar en los porcentajes medios o altos de presión (1500 a 3000 psi) (102 a 204 Kg/cm²) con algunos modelos superiores.

CAUDAL, PRESION Y VELOCIDAD DE LAS BOMBAS.— El caudal es un factor que distingue a los tres tipos de bombas. Los de pistones entregan mayor caudal a más alta presión y trabajan a más revoluciones.

Le siguen las bombas de paletas y a estas las bombas de engranes.

	CAUDAL (L/MIN)	PRESION (KG/CM ²)	VELOCIDAD (RPM)
ENGRANES	1-600	15-175	800-3500
PALETAS	2- 950	15-210	1200-4000
PISTONES	2-1700	50-350	600-6000

Como puede verse, hay bombas para todos los caudales, lo que no quiere decir que los sistemas hidráulicos de las máquinas trabajen con un margen de caudales tan amplios.

En los modernos equipos de construcción e industriales se trabajo con caudales de 5 a 200 l/min.

Las presiones con que trabajan estas máquinas suelen estar comprendidas entre 5 y 175 Kg/cm². La velocidad de giro va de 800 a 3500 rpm.

El rendimiento de las bombas de engranes, de paletas y de pistones es de un 75 a un 95%.

Las bombas de pistones suelen ser las de rendimientos más altos y las de engranes las de rendimientos más bajos, ocupando las de paletas una posición intermedia.

RENDIMIENTO DE LAS BOMBAS.— Para seleccionar una bomba que trabaje a determinada presión, velocidad y a un gasto dado, de la manera más eficiente y al menor costo, debemos conocer el rendimiento.

La calidad de un bomba se juzga por tres características:

- + Rendimiento volumétrico
- + Rendimiento mecánico
- + Rendimiento total

El rendimiento volumétrico es la relación entre el caudal efectivo que entrega la bomba y el caudal teórico que entregaría en condiciones ideales.

La diferencia entre uno y otro se debe a las fugas internas de la bomba.

El rendimiento mecánico es la relación entre la potencia mecánica que recibe la bomba y la potencia que la bomba entrega al fluido.

La diferencia suele deberse a la fricción de las piezas en movimiento.

El rendimiento total es el producto del rendimiento mecánico y el rendimiento volumétrico.

MOTORES

El diseño de los motores hidráulicos y de las bombas es básicamente el mismo. La mayoría de las bombas hidráulicas pueden usarse como motores hidráulicos con muy pocas o ninguna modificación. El motor hidráulico es un actuador rotatorio que transforma la energía de presión en energía mecánica de torsión a través de su flecha de salida.

TIPOS DE MOTORES.— Como ya se dijo los motores tienen semejanza en la construcción con las bombas, tenemos motores de engranes, paletas y pistones. Los motores pueden ser unidireccionales o bidireccionales. Los factores que determinan la construcción de un motor son la presión, el desplazamiento y la torsión. El desplazamiento nos dice que cantidad de flujo se requiere para un impulso de velocidad particular. El porcentaje de torsión y de la presión nos dice cuanta carga puede manejar un motor.

DESPLAZAMIENTO.— Cantidad de fluido que acepta el motor en una revolución. o sea, es la capacidad de una cámara multiplicada por el número de cámaras que contenga el motor. El desplazamiento se expresa en cm^3/rev .

TORSION.— Es el componente de fuerza de la salida del motor, se define como un esfuerzo torsional o de giro. Para que exista torsión no es necesario que exista movimiento, pero si la torsión es de la magnitud suficiente como para vencer la fricción y la resistencia de la carga, habrá movimiento.

PRESION.— La presión que se requiere en un motor hidráulico depende de la carga, de la torsión y del desplazamiento. Un motor de gran desplazamiento, desarrollara una torsión determinada con menor presión que otra unidad más pequeña. La presión se expresa en kg/cm^2 .

CALCULOS:

PARA DETERMINAR LA TORSION DEL MOTOR.

Porcentaje de torsión = $\frac{\text{Torsión de la carga (lb-pul) o (kg-cm)}}{\text{Presión (psi) o (kg/cm}^2\text{)}}$

PARA DETERMINAR LA TORSION DE LA CARGA ADMISIBLE

Torsión de carga = $\frac{\text{Porcentaje de torsión (lb-pul/psi) Presión (psi)}}$

PARA DETERMINAR EL DESPLAZAMIENTO

$$\text{Desplazamiento (pul. cub./rev)} = \text{Gasto (pul. cub./min)} / \text{velocidad (rpm)}$$

PARA DETERMINAR LA VELOCIDAD DEL MOTOR

$$\text{Velocidad (rpm)} = \text{Gasto (pul. cub./min)} / \text{Desplazamiento (pul. cub./rev)}$$

PARA DETERMINAR EL PAR DE TRABAJO

$$\text{Par (lb-pul)} = \text{Presión (psi)} \times \text{Desplazamiento (pul. cub./rev)}$$

table T11.1

Cambiando	Velocidad	Efectos sobre la Presión de Operación	Torque Disponible
Aumentando el Ajuste de Presión	Sin efecto	Sin efecto	Incrementa
Disminuyendo el Ajuste de Presión	Sin efecto	Sin efecto	Disminuye
Aumentando GPM	Incrementa	Sin efecto	Sin efecto
Disminuyendo GPM	Disminuye	Sin efecto	Sin efecto
Aumentando el desplazamiento (tamaño)	Disminuye	Disminuye	Incrementa
Disminuyendo el desplazamiento (tamaño)	Incrementa	Incrementa	Disminuye

MOTORES DE ENGRANES. - Un motor de engranes (Fig. 11.1) desarrolla una torsión a través de la presión que actúa sobre las superficies de los dientes del engrane. Tienen con dos engranes que engranan y giran juntos, pero solo uno de ellos va acoplado al eje impulsor. El motor puede invertir su rotación invirtiendo el flujo. El desplazamiento de un motor de engranes es fijo y aproximadamente igual al volumen entre dos dientes multiplicado por el número de dientes.

En la fig. 11.1 se observa que los engranes no están en equilibrio con respecto a las cargas de presión. La alta presión de la entrada y la baja presión de la salida originan fuertes cargas laterales sobre el eje y los engranes, así como sobre los soportes que le sirven de apoyo. Es posible equilibrar esta carga lateral mediante orificios y pasajes internos que colocan condiciones de presión correspondientes a 180°.

Los motores de engranes están frecuentemente limitados a 2000 psi de presión y a 2400 rpm. Sus principales ventajas son su simplicidad y su tolerancia a las impurezas.

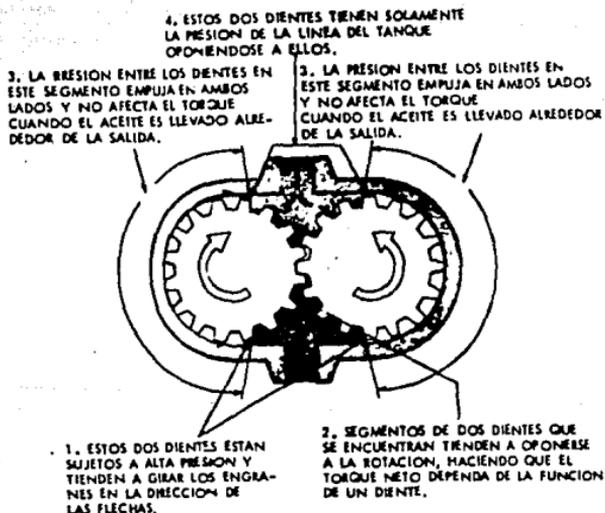


Fig. 11.1 Descripción de el Torque en un Motor de Engranes.

MOTORES DE PALETAS. En un motor de paletas, la torsión se obtiene al actuar la presión sobre la superficie libre de las paletas rectangulares que deslizan hacia adentro y hacia afuera de las ranuras de un rotor que va unido mediante estrías al mismo impulsor. (fig. 11.2)

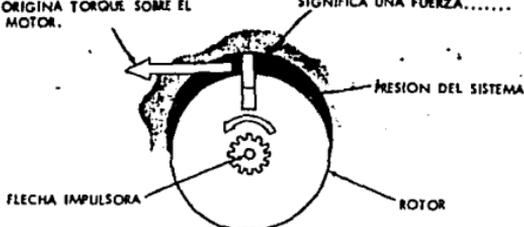
Ai girar el rotor, las paletas recorren la superficie de un anillo de leva, formando camaras selladas que transportan el fluido desde la entrada hasta la salida. En el diseño balanceado la presión se crea en los orificios de entrada y salida. Las cargas laterales se generan una opuesta a la otra por lo que se anulan entre sí.

Estos motores son de desplazamiento fijo. Sin embargo, se puede cambiar el desplazamiento de una unidad determinada mediante la instalación de un anillo con mayor o menor "carrera" y pueden ser unidireccionales o bidireccionales. (fig. 11.3)

fig. 11.3 Descripción de la Torsión en un Motor de Paletas Balanceado.

2. LA FUERZA RESULTANTE SOBRE ESTA PALETA ORIGINA TORQUE SOBRE EL EJE DEL MOTOR.

1. LA PRESION SOBRE ESTA PALETA SIGNIFICA UNA FUERZA.....

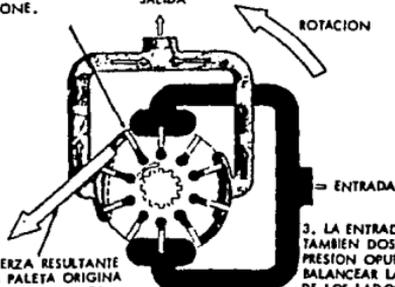


DIBUJO A OPERACION BASICA

1. ESTA PALETA ESTA SUJETA A ALTA PRESION EN EL LADO DE LA ENTRADA Y LA BAJA PRESION SE OPONE.

SALIDA

ROTACION



2. LA FUERZA RESULTANTE EN ESTA PALETA ORIGINA TORQUE SOBRE LA FLECHA DEL ROTOR

3. LA ENTRADA CONECTA TAMBIEN DOS PASAJES DE PRESION OPUESTOS PARA BALANCEAR LAS CARGAS DE LOS LADOS SOBRE EL ROTOR.

DIBUJO B DISEÑO BALANCEADO

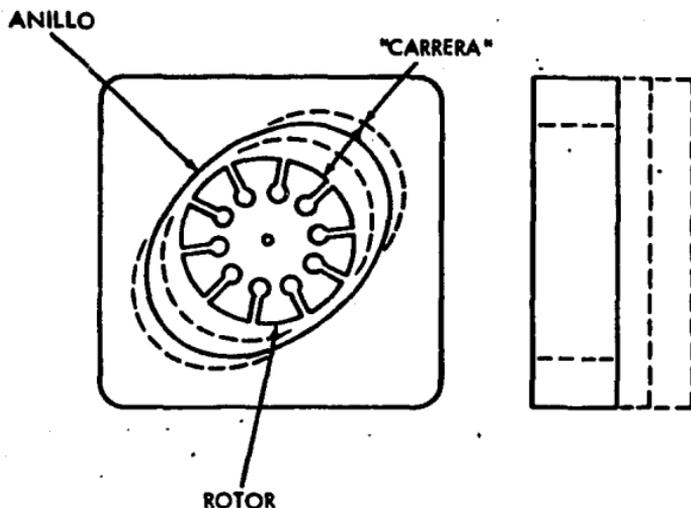


fig. 11.3

La "Carrera" del Anillo Determina el Desplazamiento dentro de un Tamaño Específico de paquete.

MOTORES DE PISTONES. - Los motores de pistones se prefieren cuando se requieren altas velocidades o presiones. Son menos simples que los otros dos tipos de motores que se han descrito y por eso mismo son también más complicados y caros y además requieren mayores cuidados.

Los motores de pistones se dividen en dos grupos:

- + De pistones axiales
- + De pistones radiales

Para los equipos móviles se utiliza el tipo de pistones axiales. En cambio, el tipo de pistones radiales se emplea en instalaciones fijas donde no hay limitaciones de espacio y se requieren mayores potencias.

Los motores de pistones generan la torsión a través de la presión que actúa sobre los extremos de los pistones de vaivén que operan dentro de una sección cilíndrica.

En el diseño en línea de la fig. 11.4 el motor del eje impulsor y la sección del cilindro se encuentran alineados sobre

el mismo eje. La presión que existe en los extremos de los pistones origina una reacción sobre una placa oscilante e impulsa la sección del cilindro y el eje del motor en rotación. La torsión es proporcional al área de los pistones y es una función del ángulo en el cual está colocada la placa oscilante. (fig.11.4)

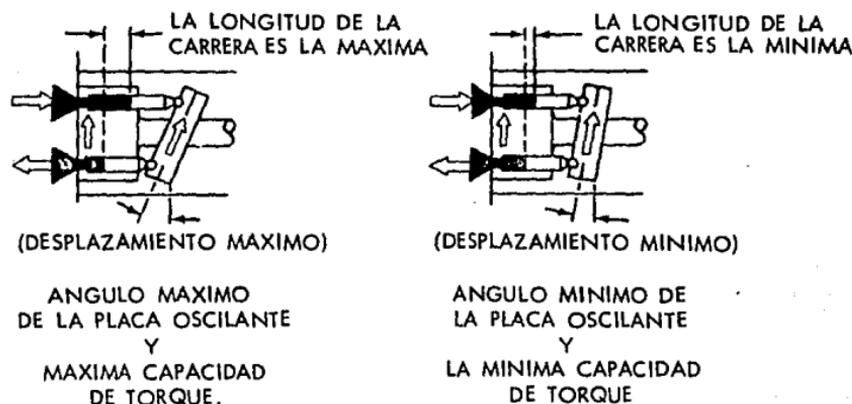


fig. 11.4

Estos motores se construyen tanto en modelos de desplazamiento fijo, como de desplazamiento variable. El desplazamiento queda determinado por el ángulo de la placa oscilante. En el modelo variable, la placa oscilante va montada en una horquilla pivoteada y el ángulo se puede cambiar por diversos medios, desde una simple palanca o volante manual, hasta complejos mecanismos de servo control.

Manteniendo el gasto constante, al aumentar la inclinación de la placa oscilante se aumenta la capacidad impulsada. Por el contrario, al reducirse el ángulo se disminuye la capacidad de

torsión pero aumento la velocidad del eje impulsor.

MOTORES DE PISTON DE EJE INCLINADO. Los motores de piston de eje inclinado desarrollan una torsión tambien por medio de la reaccion de la presión al actuar ésta en pistones de vaiven.
fig 11.5

En este diseño la sección del cilindro y el eje impulsor van montadas formando un ángulo entre si y la reaccion va dirigida a la brida del eje impulsor.

La velocidad y la torsión cambian al variar el ángulo; desde un mínimo predeterminad. de revoluciones, con desplazamiento y torsión máximos a un ángulo de aproximadamente 30° y torsión mínimos a alrededor de $7\ 1/2^\circ$. Se pueden obtener tanto el modelo de desplazamiento fijo como el variable.(fig. 11.6)

La rotación de salida se invierte cambiando el flujo de aceite.

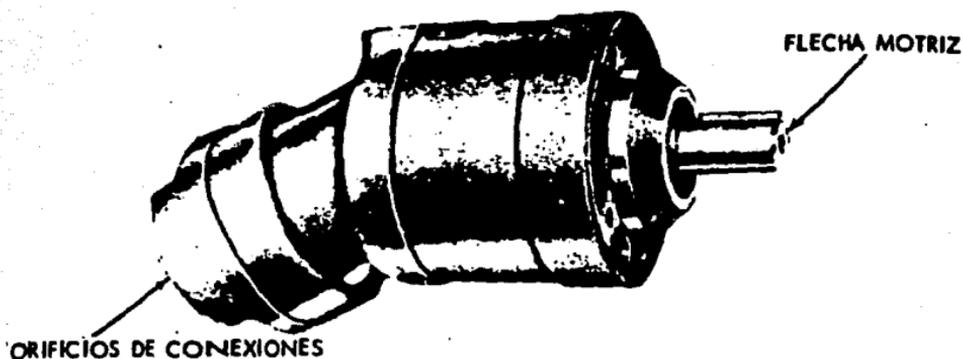


fig. 11.5

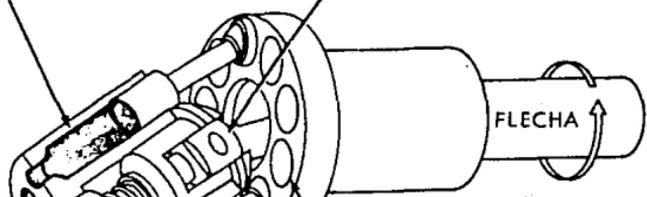
Motor Típico de Eje Inclinado de Desplazamiento Fijo.

3. LA UNION UNIVERSAL MANTIENE LA ALINEACION PARA QUE EL EJE Y LA SECCION DEL CILINDRO SIEMPRE GIREN JUNTOS.

4. EL ACEITE ES LLEVADO EN EL DIAMETRO DEL PISTON A LA SALIDA Y ES FORZADO HACIA AFUERA CUANDO EL PISTON ES REGRESADO HACIA ADENTRO POR LA BRIDA DE LA FLECHA.

A LA ENTRADA

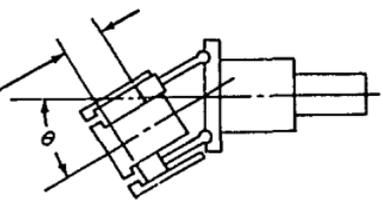
A LA SALIDA



2. EL EMPUJE DEL PISTON CONTRA LA BRIDA DE LA FLECHA MOTRIZ DA COMO RESULTADO UN TORQUE EN EL EJE.

BLOCK DE CILINDROS

1. EL ACEITE A LA PRESION REQUERIDA EN LA ENTRADA CAUSA UN EMPUJE EN LOS PISTONES.



5. POR LO TANTO EL DESPLAZAMIENTO DEL PISTON Y LA CAPACIDAD DE TORSION DEPENDEN DEL ANGULO.

Operación del Motor de Piston de Eje Inclinado.

DIMENSIONES	MOTOR DE ENGRANES		MOTOR DE PALETAS	MOTOR DE PISTONES (AXIALES)	
	EXTERIORS	INTERIOS	(Compensados)	CAUDAL FIJO	CAUDAL VARIABLE
	PEQUEÑOS MEDIANOS	PEQUEÑOS GRANDES	PEQUEÑOS MEDIANOS	MEDIANOS GRANDES	MEDIANOS GRANDES
Rel. Peso/Pot. en Kg./HP	0.4	0.4	0.45	0.6	1.5
Presión de Trabajo	7-140	7-140	7-175	7-350	7-350
Margen de R.P.M.	100-3000	100-5000	10-3000	10-3000	10-3000
Por motor efectivo (% del teórico)	90-85	80-85	65-95	90-95	90-95
Par de Arranque (% del teórico)	70-80	75-85	75-85	85-95	85-95
Par de sobrecarga ro- mentánea (% par Motor ef)	110-120	115-130	120-140	120-140	120-140
Rendimiento Volumétrico (%)	90-90	85-90	85-90	95-98	95-98
Rendimiento Global (%)	60-90	60-90	75-90	85-95	85-95
Vida útil de los cojinetes 1/2 carga (Hrs)x10 ³	5-10	5-10	7-15	15-25	15-25
Cilindrada	Fija	Fija	Fija	Fija	Variable
Reversibilidad	Posible	Posible	Posible	Muy buena	Muy buena
Como funciona como bomba	Bien	Bien	Bien	Muy bien	Muy bien
Costo Inicial (\$/H.P.)	2.90	3.35	3.60	5.67	8.40
Costo de Mantenimiento (\$/año /H.P.)	0.37	0.32	0.32	0.18	0.22
Vida útil de los cojinetes a plena carga (Hrs)x 10 ³	2-5	2-5	3-6	7-15	7-15

fig. 11.6

CILINDROS HIDRAULICOS

El actuador hidráulico es el aparato que recibe la energía de presión y la convierte en fuerza mecánica y movimiento, sobre el medio externo. Los actuadores pueden ser de acción lineal o rotatoria.

ACTUADORES LINEALES.— Los actuadores de acción lineal se conocen como "cilindros hidráulicos" y desempeñan su actividad en línea recta.

CLASIFICACION.— Los cilindros se clasifican como de:

- + Simple acción
- + Doble acción

El de doble acción puede ser diferencial o no diferencial.

CILINDROS DE SIMPLE ACCION.— Los cilindros de simple acción son generalmente cilindros verticales o retraídos por un resorte. La entrada de aceite se hace por el mismo puerto de salida, el empuje del aceite eleva el pistón y la carga, siendo ésta quien regresa al vástago a su posición original cuando cesa la presión del aceite. (fig. 12.1)

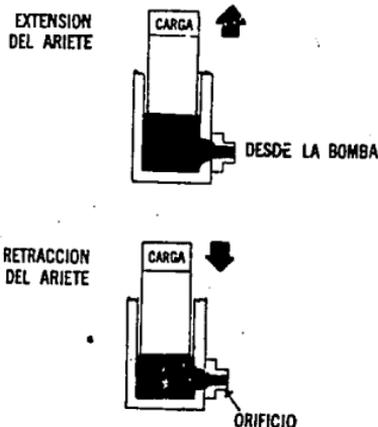


fig. 12.1

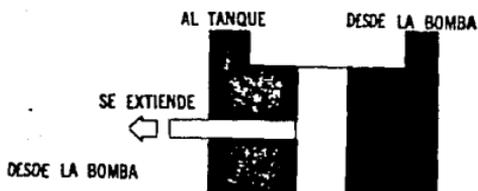
CILINDROS DE DOBLE ACCION. - En un cilindro de doble acción la bomba hace el trabajo en ambas direcciones. El cilindro tiene orificios en los dos extremos, al bombear el aceite en un extremo, el vástago se extiende o se retrae según sea el caso, el aceite en el otro extremo va al tanque. (fig. 12.2)

fig. 12.3



CILINDROS DIFERENCIALES. - Al cilindro de la fig. 12.3 se le llama diferencial porque la presión aplicada en sus caras no es la misma. Debido a la presencia del vástago el área de presión se reduce y el volumen del vástago reduce el volumen de aceite en esa parte del cilindro..

fig. 12.2



CILINDRO SIN DIFERENCIAL. - Un cilindro sin diferencial fig.12.4 tiene un pistón con un vástago doble, con lo que la velocidad y la presión son iguales tanto para la extensión como para el regreso.



fig. 12.4

CILINDRO TIPO ARIETE. - Es un cilindro de simple acción en el cual el vástago no tiene pistón, ocupando casi el total del área del cilindro. (fig. 12.5)

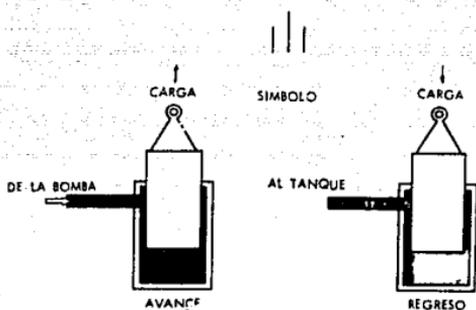


fig. 12.5 El Cilindro tipo Anete es de Acción Sencila.

CILINDRO TELESCOPICO. - Es un cilindro con más de una sección, que se utiliza cuando su longitud ya retraída debe ser más corta de la que se obtendría en un cilindro normal. (fig. 12.6)

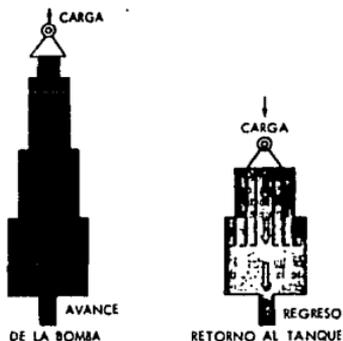


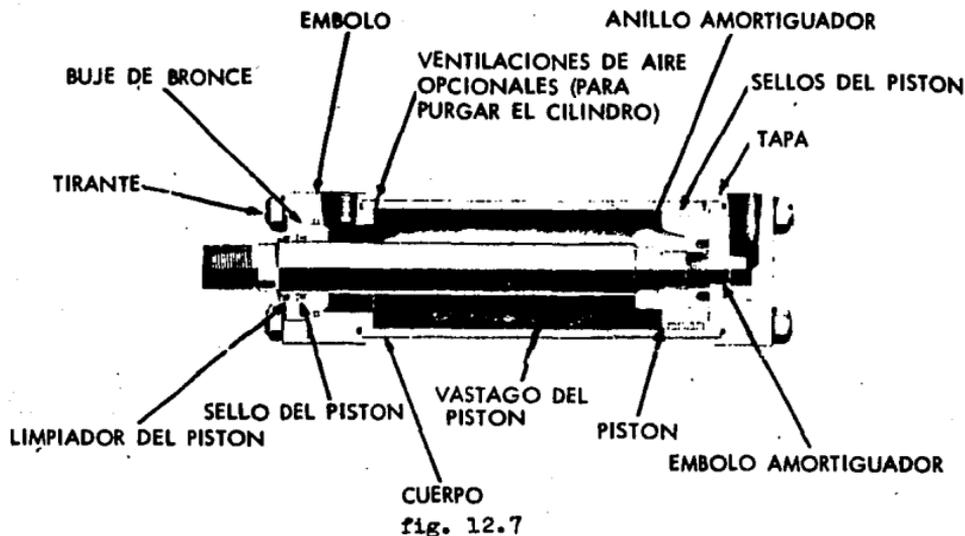
fig. 12.6 La Varilla telescópica aumenta la longitud de la Carrera.

Aún cuando la mayoría son de simple acción se pueden encontrar unidades de doble acción.

ELEMENTOS DE LOS CILINDROS.— Las partes esenciales de un cilindro (fig. 12.7) son la camisa o tubo; el vástago y el pistón; las tapas de los extremos y los sellos.

CAMISA.—Son generalmente un tubo de acero sin costura, bruñido a espejo en su parte interior. El pistón normalmente es de hierro fundido, cuentaa con sello que evitan la fuga entre él y la camisa.

Las entradas de aceite al cilindro se encuentran en las tapas de los extremos, que pueden ir directamente fijas al final de la camisa o afianzadas mediante tirantes o tuercas. El empaque del vástago es del tipo de cartucho, en el que se encuentran tanto el sello, como el empaque limpiador.



OPCIONES EN LOS CILINDROS.— El equipo opcional para los cilindros comprende; amortiguadores para desacelerar el final de la carrera y los tubos tope para evitar cargas excesivas en los extremos. (fig. 12.8)

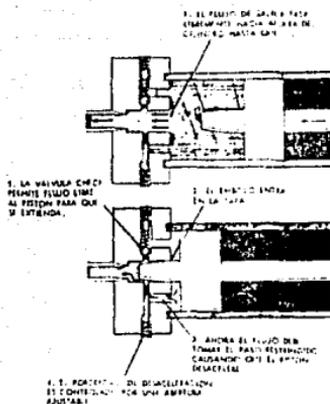
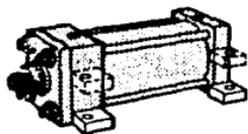
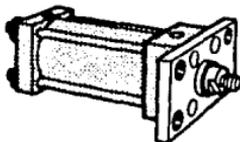


fig. 12.8

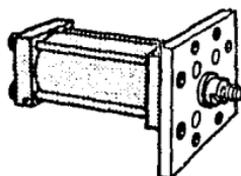
MONTAJE DE LOS CILINDROS. - Existen diversos montajes para los cilindros los cuales proporcionan flexibilidad para sujetarlos. Normalmente los extremos del vástago van roscados a fin de poderlos acoplar directamente a la carga. (fig. 12.9)



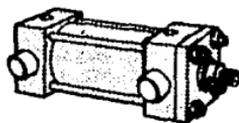
MONTAJE DE
PIE Y OREJAS
EN LA BASE
O EN EL CENTRO



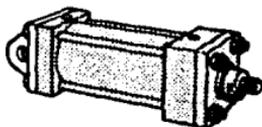
MONTAJE DE PLACA
RECTANGULAR



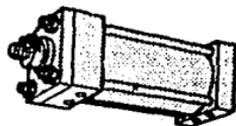
MONTAJE DE PLACA
CUADRADA



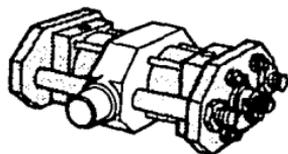
MONTAJE POR MEDIO
DE PIVOTES



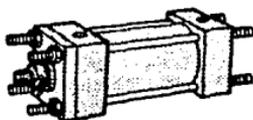
MONTAJE DE ALETA



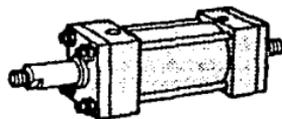
MONTAJE DE
CARA



MONTAJE POR MEDIO
DE PIVOTES
INTERMEDIOS



TIRANTES



VASTAGO DE DOBLE
EXTREMO

fig. 12.9

DISEÑO DE LOS CILINDROS.- Cuando se determina la capacidad de un cilindro debe, especificarse; su longitud, el área del pistón, la presión máxima de trabajo y la velocidad de trabajo.

El flujo se determina por la Ley de la continuidad:

$$\text{GASTO} = \text{AREA EFECTIVA DEL PISTON} \times \text{VELOCIDAD}$$

La fuerza de salida esta dada por:

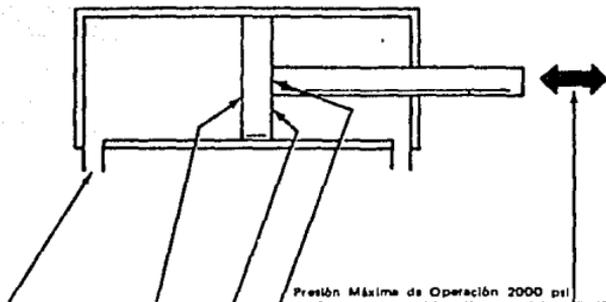
$$\text{FUERZA} = \text{PRESION} \times \text{AREA EFECTIVA DEL PISTON}$$

Así mismo si se conoce la fuerza que opone la carga, la presión será:

$$\text{PRESION} = \text{FUERZA/AREA EFECTIVA DEL PISTON}$$

La tabla No.T10.1 nos da la relación entre los componentes para una presión máxima de 2000 psi (136 Kg/cm²)

El área del vástago está estandarizada, aunque se dan también los valores de vástagos intermedios y pesados.



DIAMETRO DEL CILINDRO	TAMANO DEL MOTOR		PUNTO DEL MOTOR				INCLACION AREA		FUERZA APROXIMADA DE SALIDA LINEAL							
	ROSCA R.P.T.	"ROSCA" SERIE "A"	VARIANTE "B"	AREA DEL MOTOR	DEL MOTOR		DEL MOTOR DE AREA LINEAL	200 PSI		1000 PSI		1300 PSI		2000 PSI		
					AVANZAR	VARIANTE		IMPULS	JALAR	IMPULS	JALAR	IMPULS	JALAR	IMPULS	JALAR	
1 1/2"	1/2"	TURO DE 1/4" O.D. (BONCA DE 1/4" O.D.)	1 1/2" ESTANDBY	1.767	1.460	.307	1.711/0.00	864	730	1767	1460	2631	2190	3334	2970	
			1" PULGAS		.792	.785	1.80/1.00		491		792		1473		1964	
			3/4" PULGAS		2.357	.785	1.32/1.00	1571	1178		2357	4712	2533		4714	
2"	1/2"	TURO DE 1/4" O.D. (BONCA DE 1/4" O.D.)	1" PULGAS	3.142	1.571	1.485	1.90/1.00	828	626	3142	1637	4712	3483	2314	6784	
			1" ESTANDBY		4.724	.785	1.19/1.00		2042		4714		6196		8748	
			3/4" PULGAS		4.909	3.424	1.485	1.43/1.00	2455	1712	4909	3424	7364	5136	9618	6848
3 1/2"	3/4"	TURO DE 1/4" O.D. (BONCA DE 1/4" O.D.)	1 1/2" PULGAS	8.296	6.811	1.485	1.22/1.00	1252	945	8296	4811		10714		13672	
			1 1/4" PULGAS		5.991	2.405	1.41/1.00	4148	2945		5991	12444	8836	16392	11782	
			1" PULGAS		5.134	2.142	1.61/1.00		2577		5134		7731		10308	
4"	3/4"	TURO DE 1/4" O.D. (BONCA DE 1/4" O.D.)	1 1/2" PULGAS		10.181	2.405	1.24/1.00		3082		10181		13241		20222	
			1" PULGAS		9.474	2.142	1.32/1.00	4283	4712	12444	9474	18847	14136	23122	19848	
			3/4" PULGAS		7.668	4.900	1.64/1.00		2833		7668		11500		13322	
5"	3/4"	TURO DE 1/4" O.D. (BONCA DE 1/4" O.D.)	1" PULGAS		18.492	2.142	1.19/1.00		8246		18492		24727		32786	
			3/4" PULGAS		19.635	14.725	4.900	1.22/1.00	9618	7367	19635	14725	29453	22107	39770	29470
			1" PULGAS		10.618	9.621	1.96/1.00		3007		10618		13021		20076	
6"	1"	TURO DE 1" O.D. (BONCA DE 1" O.D.)	1 1/2" PULGAS		23.374	4.900	1.71/1.00		11687		23374		29061		48748	
			1 1/4" PULGAS		18.657	9.621	1.52/1.00	14137	9236	29274	18653	42411	27979	34548	37306	
			1" PULGAS		13.708	12.566	1.80/1.00		7854		13708		22667		31416	
7"	1-1/4"	TURO DE 1 1/2" O.D. (BONCA DE 1 1/2" O.D.)	1" PULGAS		31.416	7.069	1.22/1.00		15708		31416		47124		67922	
			3/4" PULGAS		23.119	12.566	1.48/1.00	19742	12959	38483	23919	57728	38878	74770	51838	
			1/2" PULGAS		16.830	19.635	2.04/1.00		9425		16830		29273		37700	
8"	1-1/2"	TURO DE 1 1/2" O.D. (BONCA DE 1 1/2" O.D.)	1 1/2" PULGAS		40.844	9.621	1.24/1.00		20222		40844		60966		81788	
			1 1/4" PULGAS		34.361	13.704	1.46/1.00	25123	17180	39365	34361	73396	51541	100320	68772	
			1" PULGAS		26.307	23.738	1.90/1.00		12252		26307		39780		52014	

Table T10.1

CARACTERISTICAS DEL CARGADOR 980B

El cargador Caterpillar 980B, es una máquina con motor o Diesel de combustión interna, montada sobre neumáticos, que cuenta con un cucharón y brazos articulados cuya función principal es recoger material suelto sobre el suelo y depositarlo en camiones de volteo.

A continuación se enumeran las principales características de trabajo.

Potencia en el volante	280kw (375hp)
Modelo de la máquina	340B
Promedio de rpm del motor	2200
Diámetro	137 mm
Carrera	152 mm
No cilindros	8
Cilindrada	18 l
Velocidad hacia adelante	km/hr
1a	6.4
2a	11.5
3a	20.4
4a	36.2
Velocidad en reversa	
1a	7.4
2a	13.2
3a	23.3
4a	41.4
Tiempo del ciclo hidráulico	segundos
Levantar	8.8
Abatir	2.7
Bajar (vacío)	4.4
Total	15.9
Claro entre el suelo	474 mm
Capacidad del tanque de combustible	632 l
Capacidad del sistema hidráulico	295 l

DIMENSIONES DE LA MAQUINA

ESPECIFICACION	CUCHARON CORTE V CON DIENTES	
	5.4 M3	(7.0 YD3)
A	Altura del escape	4.14
R	Altura del motor	2.98
C	Altura de la caseta	4.13
D	Altura del perno en posición de carga	670 MM
E	Mínima altura de abatimiento completamente levantado	3.18
F	Altura del perno completamente levantado	4.91
G	Altura máxima	6.95
H	MÁXIMA profundidad de ataque	72 MM
J	Distancia del centro de la máquina al eje trasero	1.9
K	Distancia entre ejes	3.81
L	Radio de la rueda	1.03
M	Máxima longitud	10.7
N	Distancia del cucharón totalmente levantado	2.12
O	Máximo grado de abatimiento levantado	62°
P	Máximo giro para cargar	50°
Q	Máximo giro hacia el suelo completamente abajo	40°

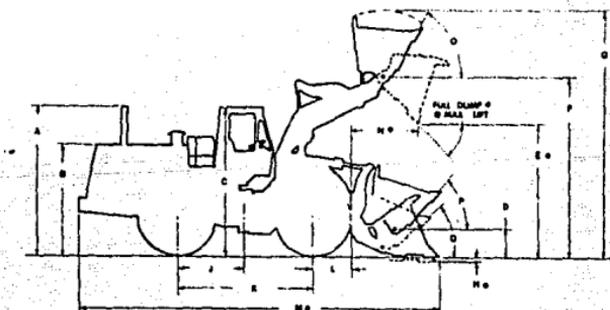


fig. 13.2 Dimensiones de la máquina

DIMENSIONES DEL EQUIPO

CUCHARON RODUCERO TIPO MODULOK MAT. SUELTO

Capacidad hasta el tope	5.4 m ³	5.4m ³	6.0m ³
Capacidad restringida	4.6 m ³	4.6m ³	5.2m ³
Ancho del bote	3.64 m	3.64 m	3.64 m
Espacio libre en abatimiento	3.46 m	3.25 m	3.55 m
Plenamente levantado y 45° de descarga	1.95 m	2.12 m	1.82 m
Estirado, totalmente levantado y 45° descarga	2.67 m	2.74 m	2.56 m
Estirado con los brazos de levante horizontales y el cucharón al nivel	3.51 m	3.74 m	3.35 m
Profundidad de excavación	72 mm	72 mm	100 mm
Longitud total	10.40 m	10.75 m	6.75 m
Altura total	6.95 m	6.95 m	6.75 m
Claro del círculo del cargador (cucharón en posición de acarrear)	17.05 m	17.22 m	17.18 m
Punto estático de carga recto	22 805kg	21 376kg	23 074kg
Fuerza de rompimiento	340 kn	378kn	394kn
Peso de operación	40 811kg	41 520kg	40 565kg

CAPACIDAD PARA CARGADORES SOBRE RUEDAS RECOMENDADAS
CATERPILLAR

MODELO	CAPACIDAD		POTENCIA
	LB	KG	HP
992 R	30 000	13 600	690
968 L	21 200	9 600	375
930 E	15 000	7 000	270
926 L	12 000	5 450	170
950	9 000	4 100	155
930	6 750	3 050	100
920	5 250	2 380	90
910	3 750	1 750	65

CAPACIDAD PARA CARGADORES DE OTRAS MARCAS

MARCA	MODELO	POTENCIA
TEREX GR	72.71D	388 HP
INTERNATIONAL H.	H-120C	285 HP
MICHIGAN CLARK	175b	273 HP
	125B	212 HP
	85 IIIA	221 HP
	75 IIIA	130 HP
	35 AWS	74 HP
BN VOLVO	CM 840	110 HP

SELECCION DE UN CARGADOR SOBRE NEUMATICOS

Pasos para la selección apropiada de la capacidad de un cargador.

1. Determinar la producción requerida o deseada.
2. Determinar el ciclo de tiempo del cargador y los ciclos por hora.
- Determinar la carga útil por ciclo de material libre en m³ y kg.
4. Determinar el tamaño del cucharón necesitado.
5. Haga la selección de la máquina usando el tamaño del cucharón y la carga útil como criterio para encontrar los requerimientos de su producción,

1. PRODUCCION REQUERIDA

La unidad seleccionada deberá tener un margen muy pequeño superior a la producción requerida por lo que la producción debe ser cuidadosamente calculada. (ton/hr)

2. CICLO DE TIEMPO DEL CARGADOR.

Cuando el material granular suelto está sobre una superficie lisa y dura un ciclo básico de 0.45 a 0.55 minutos es considerado razonable para los cargadores articulados Caterpillar con un operador competente.

Esto incluye cargar, descargar y cuatro cambios de dirección. ciclo completo hidráulico y un mínimo de desplazamiento.

El tipo de material, la altura de hacinamiento y otros factores pueden tender a reducir la producción y deberán ser agregados o restados del ciclo de tiempo básico.

Cuando los desplazamientos están involucrados, ver la tabla de porcentajes del ciclo. Se da el tiempo de ambos viajes (ida y regreso) ANEXO I

Agregar el tiempo de ida y regreso al tiempo del ciclo estimado para obtener el total del tiempo del ciclo.

FACTORES DEL CICLO (TIEMPO)

Los siguientes valores para algunos elementos variables están basados en operaciones normales. Sumando o restando cualquiera de las variables darán el ciclo básico total.

MATERIALES	Minutos restados	sumados	o
Mezcla	+0.02		
Arriba de 3 mm (1/8")	+0.02		
3 mm (1/8") a 20mm (3/4")	-0.02		
20 mm (3/4") a 150mm (6")	0.0		
150 mm (6") en adelante	+0.03		
Banco	+0.04		

FIAS.

Transportador o pila de 3m (10") en adelante	0.0
Transportador o pila de 3m (10") o menos	+0.01
Descargado por camiones	+0.02

OTROS.

Propietario de cargadores y caminos	-0.04
Propietario independiente de camiones	+0.04
Operación constante	-0.04
Operación inconstante	+0.04
Ataque pequeño	+0.04
Ataque debil	+0.05

Usando las condiciones de trabajo y los factores arriba mencionados convertir el tiempo total del ciclo a ciclos por hora.

Ciclos por hr al = 60 minutos/tiempo total del ciclo
100% de eficiencia en minutos.

CARGANDO CAMIONES

Promedio de tiempo en ciclos para cargadores Caterpillar

910-950B	0.45-0.50
966-980C	0.50-0.55
988R	0.55-0.60
992C	0.65-0.75

3. CARGA UTIL REQUERIDA POR HR.

La carga útil requerida por ciclo es determinada dividiendo

la producción horaria por el número de ciclos por hora

$$\text{Carga útil/ciclo} = \text{Producción} \times \text{hr/ciclo} \times \text{hr}$$

4. SELECCIÓN DEL CUCHARÓN

Después de que la carga útil por ciclo se ha calculado la carga útil deberá ser dividida por los m³ de material en peso para determinar el número de m³ requeridos por ciclo.

El volumen de material manejado no pesará más de 1800kg/m³ (3000lb/vd³) Un razonable conocimiento del peso del material es necesario para la exactitud de la producción estimada. La sección de tablas del anexo I da un promedio de los pesos para ciertos materiales cuando los actuales pesos son desconocidos.

El porcentaje de capacidad de un cucharón en varios materiales es estimada abajo. El tamaño del cucharón requerido para manejar el volumen requerido por ciclo es encontrado con la ayuda de el porcentaje de capacidad del cucharón llamada "factor de llenado del cucharón"

El tamaño del cucharón necesitado es determinado dividiendo los m³ requeridos por ciclo entre el factor de llenado del cucharón

$$\text{Tamaño del cucharón} = \text{volumen requerido/ciclo (m}^3\text{/ciclo)} / \text{F. de llenado}$$

FACTOR DE LLENADO DEL BOTE.

La siguiente relación indica los porcentajes aproximados de material como un porcentaje en la medida de la capacidad del cucharón, la cual dará la capacidad del cucharón por ciclo.

MATERIAL SUELO	FACTOR DE LLENADO
Mezcla húmeda de agregados	95-100%
Agregados uniformes arriba de 3mm (1/8")	95-100%
3 mm (1/8") a 9 mm (3/8")	90-95%
12 mm (1/2") a 200 mm (3/4")	85-90%
24 mm (1") en adelante	85-90%
ROCA DINAMITADA	
Fino	80-85%
Regular	75-80%
Coarse	60-75%

OTROS

Mezcla de rocas	100-120%
Barro húmedo	100-110%
Tierra, pedruscos, raíces	80-00%
Material de concreto	85-95%

NOTA. Los factores de llenado en cargadores sobre neumáticos son afectados por la penetración del cucharón, la fuerza de rompimiento, el ángulo de ataque, el perfil del bote y herramientas de levantamiento, tales como cucharón con dientes o encías reemplazables.

EJEMPLO DE SELECCION DEL CARGADOR

Condiciones de trabajo.

Aplicación	cargando camiones
Producción requerida	250 ton. métricas por hr.
Material	9mm (3/8") grava en 6m apilada
Densidad	1660 kg/m ³

Camiones de 6.9 m³ (8.12 yd³) de capacidad y son propiedad de 3 contratistas. La carga es constante. La superficie es dura.

TIEMPOS DEL CICLO

(Referirse a los factores del anexo I)

Ciclo básico	0.50min
Material	-0.02min
Camiones independientes	+0.04min
Operación constante	-0.02min

Ciclo total	0.50min

Nota: el tiempo de acarreo no se requiere en el ciclo total

$$\begin{aligned} \text{ciclo/hr.} &= 60\text{min/hr} \\ &\text{-----} \\ &0.50 \text{ min/ciclo} &= 120 \text{ ciclos/hr.} \end{aligned}$$

Volumen requerido por ciclo (densidad en toneladas)

La densidad en este ejemplo fue dada. Cuando no se da, referirse al anexo II para obtener una densidad estimada para el material manejado.

$$\text{Densidad en tons.} \frac{1660 \text{ kg/m}^3}{1000 \text{ kg/ton}} = 1.66 \text{ ton/m}^3 \quad (1.4 \text{ ton/vd}^3)$$

TASA DE PRODUCCION REQUERIDA

$$\frac{250 \text{ ton/hr}}{1.66 \text{ ton/m}^3} = 150 \text{ m}^3/\text{hr} \quad (184 \text{ vd}^3/\text{hr})$$

VOLUMEN REQUERIDO POR CICLO

$$\frac{150 \text{ m}^3/\text{hr}}{120 \text{ ciclo/hr}} = 1.25 \text{ m}^3/\text{ciclo} \quad (1.63 \text{ vd}^3/\text{ciclo})$$

FACTOR DE LLENADO DEL BOTE

El volumen de material requerido por ciclo ha sido determinado, los factores variables de llenado de los cucharones no siempre acarrearán su tasa de carga, una mayor capacidad del bote puede ser necesitada para cargar un volumen requerido.

CAPACIDAD DEL BOTE REQUERIDO

$$\frac{1.25 \text{ m}^3/\text{ciclo}}{0.95 \text{ F. llenado}} = 1.31 \text{ m}^3 \quad (1.71 \text{ vd}^3)$$

Un cucharón de 1.4 m³ (1.71 vd³) proveerá la capacidad requerida.

CAPACIDAD REQUERIDA DE OPERACION

La capacidad de operación requerida para la máquina es determinada por el volumen que la máquina cargara y por la densidad del material.

$$1.25 \text{ m}^3 \times 1660 \text{ kg/m}^3 = 2075 \text{ kg} \quad (4565 \text{ lb})$$

El modelo adecuado es el 916 CAT. que tiene un poco de mayor capacidad que la requerida (6658 kg).

Para satisfacer el volumen requerido por ciclo deberá equiparse con el cucharón de múltiple proposito de 1.2 m³.

SISTEMA HIDRAULICO DEL EQUIPO

El sistema hidráulico del equipo del cargador 988B se ilustra en la fig. 15.1. Los elementos con que cuenta son los siguientes: Un depósito de aceite hidráulico (24), que contiene un colador, este depósito alimenta a dos bombas, una bomba sencilla (32) que suministra el flujo de operación y una bomba doble (33) en la cual una sección opera la dirección y la otra el control piloto. Siguiendo el suministro de la bomba (32) encontramos un filtro (31) en la línea de presión y una válvula de alivio (5) que establece la presión de operación, en caso de que esta se eleve arriba de las 3000 psi (20700kpa) se abre y envía el flujo hacia el tanque. En la línea de presión encontramos la válvula direccional doble, la primera sección (11) controla los circuitos de inclinación del cucharón (8) y se puede posicionar en tres posiciones distintas. a) abate el cucharón, b) inclina hacia atrás el cucharón, c) bloquea el movimiento del cucharón. La posición central de bloqueo se posiciona automáticamente por resorte ante la ausencia de presión piloto.

La segunda sección de la válvula direccional (28) de cuatro pasos tiene tres posiciones y gobierna a los cilindros gemelos (17) que levantan o bajan el cucharón; la posición A levanta al cucharón, la posición B lo baja y la posición C lo bloquea. En la posición D "flota" al equipo, es decir, si el cucharón está sobre el suelo, una fuerza externa lo puede levantar y si está levantando su propio peso lo baja al suelo. Todas las posiciones de la válvula direccional doble son controladas o gobernadas por presión hidráulica en los extremos de sus carretes.

La sección de la bomba (33) que alimenta el fluido para control piloto contiene en su línea un acumulador de gas a presión (23) para evitar las fluctuaciones de presión, también está integrado un filtro en la línea de presión piloto, a continuación está la válvula de alivio la cual abre cuando la presión rebasa los 325 psi (2250kpa) y pasa al enfriador de aceite y de ahí al depósito. Siguiendo la línea de presión piloto encontramos la válvula direccional piloto de doble sección (4) La primera sección controla a la válvula direccional de levante y así mismo tiene cuatro posiciones que son las mismas. La segunda sección controla a la válvula direccional de inclinación y también tiene tres posiciones. Las válvulas pilotos se posicionan por operación manual.

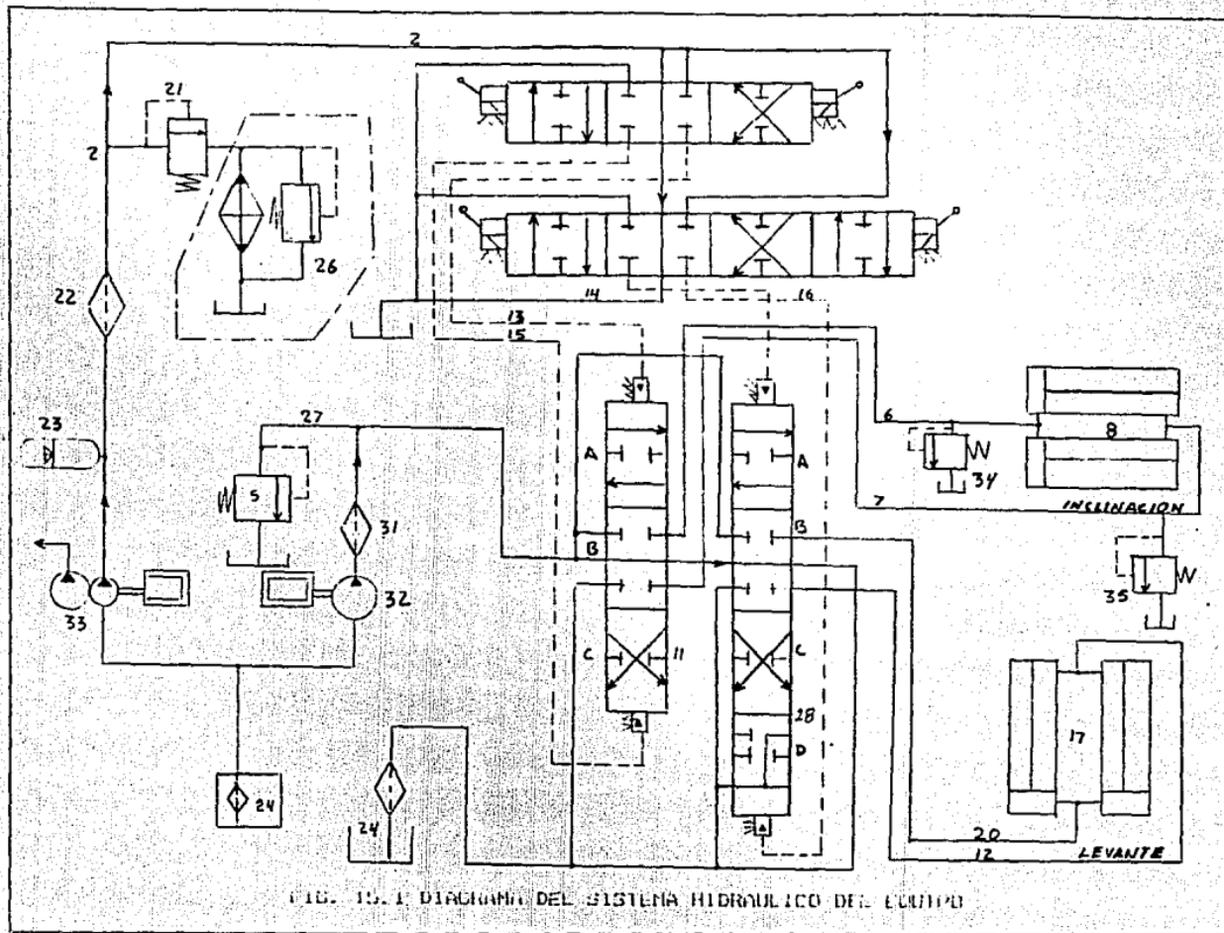


FIG. 15. 1. DIAGRAMA DEL SISTEMA HIDRAULICO DEL EQUIPO

SISTEMA HIDRAULICO DE LA DIRECCION

El sistema hidráulico de la dirección (fig. 16.1) consta de dos secciones:

- + La sección de control piloto
- + La sección de operación

La sección de control piloto comprende: La unidad de medición manual (UMM) (5), y las válvulas neutralizadoras (6) y (7). En la sección de operación encontramos los siguientes elementos; el tanque hidráulico, la bomba de sección doble (2) que alimenta el circuito de la dirección, el filtro (3), la válvula de control (4) y los cilindros gemelos de la dirección (8) y (9).

El sistema de control piloto es alimentado por la bomba hidráulica (2) a través de un puerto instalado en el cuerpo de la válvula de control (14) el flujo piloto toma la línea (12) y entra en la unidad UMM (5). La unidad UMM es una válvula de centro cerrado de tres posiciones, la cual manda flujo piloto a los extremos del carrete de la válvula de control (4), si y sólo si el volante de la dirección es girado a derecha o izquierda y sólo durante el accionamiento del mismo, en caso contrario regresa el flujo al depósito.

La UMM tiene adaptado una pequeña bomba hidráulica que mide el flujo que se envía a la válvula de control, el flujo antes de llegar a dicha válvula atraviesa, el cuerpo de las válvulas neutralizadoras, ya sea derecha (7) o izquierda (6) cuya función es detener el giro de la máquina después de una vuelta completa, el aceite tanto de la línea (10) como de la línea (13) posiciona el carrete de la válvula de control principal tanto en la posición de giro a la derecha como de giro a la izquierda.

La sección de operación mucho más sencilla, se alimenta del flujo de trabajo a través de la bomba (2), penetrando a la válvula de control direccional (4), si el volante no es accionado, no hay flujo piloto y el carrete se encuentra posicionado en la posición neutral, central, la cual regresa el flujo al depósito por la línea (14) al filtro (15).

La válvula de control direccional (4) tiene instalada en su cuerpo una válvula de alivio que abre si la presión se eleva arriba de 2500 psi (175.0 kg/cm²) Si hay flujo piloto que accione cualquiera de las otras dos posiciones, la válvula direccional mandará aceite al respectivo cilindro lo cual obligara a girar a la máquina a izquierda o derecha según sea el caso.

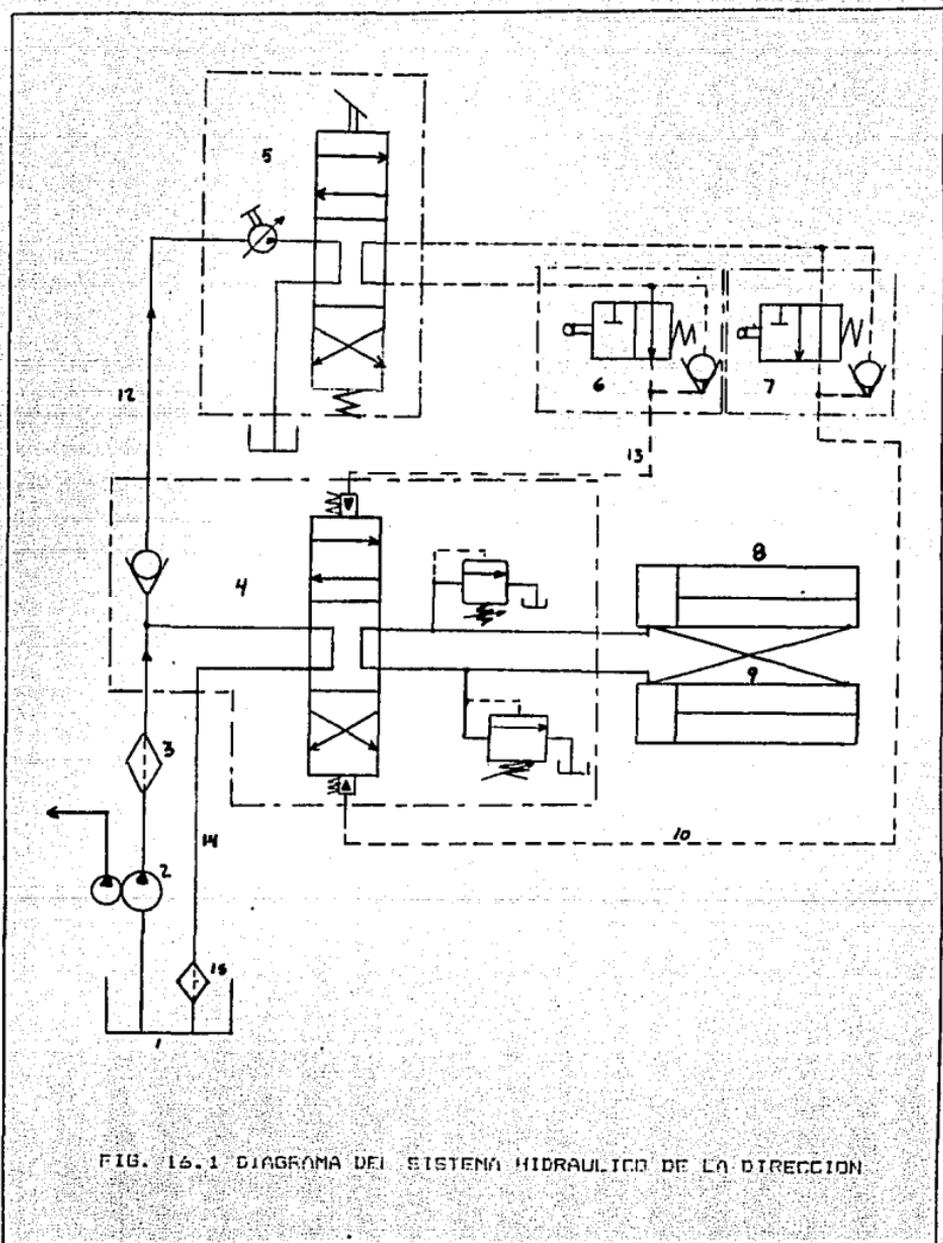


FIG. 16.1 DIAGRAMA DEL SISTEMA HIDRAULICO DE LA DIRECCION

CUESTIONARIO

Para el levantamiento de este cuestionario se utilizarán los datos obtenidos del fabricante, junto con los datos obtenidos del cálculo y los valores de las normas más aceptadas.

El cuestionario se divide en dos partes: A) Investigación de los componentes necesarios para el sistema hidráulico del equipo y la dirección. B) Investigación de sus características y capacidades.

COMPONENTES BASICOS DEL SISTEMA

1.- ¿Cuáles son los componentes básicos del sistema hidráulico del equipo y la dirección del cargador CAT. 988B?

- Bomba hidráulica de trabajo del equipo
- Bomba hidráulica de control piloto del equipo
- Bomba hidráulica de la dirección
- Cilindros de levante del equipo
- Cilindros de inclinación del equipo
- Cilindros de la dirección
- Válvula de alivio principal del equipo
- Válvula de alivio piloto del equipo
- Válvulas de alivio secundarias del equipo
- Válvula de alivio de la dirección
- Válvula direccional del equipo
- Válvula direccional piloto del equipo
- Válvula direccional de la dirección
- Válvula direccional piloto de la dirección
- Válvulas neutralizadoras de la dirección
- Depósito hidráulico
- Filtros
- Líneas y mangueras
- Acumulador
- Enfriador
- Fluido

2.-¿Cuáles son los tipos y capacidades de las respectivas bombas hidráulicas?

Bomba del equipo.-

Tipo: Unidireccional, desplazamiento fijo, de engranes

Presión de trabajo: 3000 psi (20700kpa)

Gasto: 130 gpm a 1000psi (6900kpa) y 2000 rpm

Bomba de control piloto del equipo.-

Tipo: sección doble, unidireccional, desplazamiento fijo, de engranes.

Presión de trabajo: 325 psi (2242kpa)

Gasto: 26 gpm a 100 psi (690kpa) y 2000 rpm

Bomba de la dirección

Tipo: doble sección, unidireccional, desplazamiento fijo, engranes

Presión de trabajo: 325 psi

Gasto: 91 gpm a 100 psi y 2000 rpm

3.-¿Cuántos y cuáles son las características y capacidades de los cilindros hidráulicos?

Numero total de cilindros: 6

Número de cilindro de levante del equipo: 2

Tipo: doble acción, gemelos, diferenciales y apareados

Longitud: 51"

Diámetro de vástago y camisa: 4" y 8.5"

Presión de trabajo: 3000 psi (20700kpa)

Número de cilindros de inclinación del equipo: 2

Tipo: doble acción, gemelos, diferenciales, apareados.

Longitud: 35"

Diámetro de vástago y camisa: 3.25" y 7.75"

Presión de trabajo: 3000 Psi (20700kpa)

Número de cilindros de la dirección: 2

Tipo: doble acción, gemelos, diferenciales, trabajo alterno.

Longitud: 33"

Diámetro de vástago y camisa: 3" y 5.5"

Presión de trabajo: 325 psi

4.-¿Cuál es el tipo y capacidad de las diferentes válvulas de alivio?

Válvula de alivio principal.-

Tipo: compuesta, de dos vías, posiciones infinitas.

Presión de apertura: 3000 psi \pm 50 psi

Válvula de alivio piloto del equipo.-

Tipo: compuesta, posiciones infinitas.

Presión de apertura: 325 \pm 25 psi (2250 \pm 170 kpa)

Válvulas de alivio secundarias del equipo.-

A) válvula de los extremos de los cilindros (35)

Tipo: compuesta

Presión de apertura: 2350 \pm 100 psi

B) válvula de la cabeza de los cilindros (34)

Tipo: compuesta

Presión de apertura: 3150 \pm 50 psi

Válvula de alivio de la dirección.-

Tipo: compuesta

Presión de apertura: 2500 \pm 50 psi

5.-¿Cuáles son los tipos de válvula direccionales y cuáles son sus capacidades?

Válvula direccional del equipo.-

Tipo: doble sección, primera sección de 6 vías, 3 posiciones, centro cerrado, centrado por resorte. La segunda, es igual pero con cuatro posiciones para centro flotante la última

Presión: 3000 psi

Gasto: 130 gpm

Control: hidráulico

Válvula direccional piloto del equipo.-

Tipo: doble sección, la primera de 6 vías, 3 posiciones, centro cerrado, centrado por resorte. La segunda es igual, pero con 4 posiciones para centro flotante.

Presión: 325 psi

Gasto: 26 gpm
Control: manual y eléctrico

Válvula direccional de la dirección.-
Tipo: sencilla, 3 posiciones, 4 vías, centro abierto, centrada por resorte, con válvula de alivio integrada

Presión: 325 psi
Gasto: 90 gpm
Control: hidráulico

Válvula direccional piloto de la dirección.-
Tipo: sencillo, 3 posiciones, 4 vías, centro abierto, con bomba de engranes integrada.

Presión: 325 psi
Gasto: 5 gpm

6.- ¿Cuáles son las características de las válvulas neutralizadoras de la dirección?

Tipo: compuesto, de válvula de alivio normalmente abierta y válvula de retención.

Presión: 325 psi
Gasto: 5 gpm
Control: mecánico

7.- ¿Cuál es la capacidad y características del depósito hidráulico?

Capacidad: 295 litros (78 gal)
Características: Adaptado a un lado del bastidor, tipo cilíndrico.

8.- Enliste los diferentes filtros usados, su ubicación y su capacidad de filtración.

-Filtro en la línea de succión de la bomba principal, 100 micras

-Filtro de la línea de presión del equipo 30 micras

-Filtro de la línea de retorno del equipo. 50 micras

- Filtro en la línea piloto 10 micras
- Filtro en la línea de presión de la dirección 10 micras
- Filtro de la línea de retorno de la dirección. 80 micras

9. ¿Hubo tipo de tubería, mangueras y conexiones son usadas en el sistema hidráulico del cargador 908B?

Tubería de brida soldada de 2 y 2 1/2"
 Mangueras de 3" de alta presión para el equipo
 Mangueras de 1 3/4 de baja presión para la dirección

10. ¿Que tipo de enfriador y que capacidad de enfriamiento tiene el enfriador de aceite?

Tipo: aceite-aire

Capacidad de enfriamiento: 25°C

11. ¿Dónde capacidad de gas y a que presión se encuentra el acumulador del equipo?

Capacidad: 10 litros

Presión: 800 psi

12. ¿Cuáles son las características del fluido usado?

Marca: "mobil"

Modelo: Delvac 1310

Especificaciones: SAE 10W

Viscosidad a 40 °C cst 41.77

Viscosidad a 100 °C cst 6.81

Índice de viscosidad 121

Viscosidad SSU 194.5 a 37.8 °C

COSTOS

El costo tanto de los conjuntos, como de los elementos y la máquina misma se da en dolares en virtud que la unidad, sus conjuntos y refacciones se cotizan en dolares, importandose de los Estados Unidos de Norteamérica, los costos que a continuación se presentan se agrupan en:

- + Costo de la máquina
- + Costo de reparación de los conjuntos
- + Costo de las refacciones del sistema hidráulico
- + Costo de renta

Costo de la máquina.- El costo de la máquina cotizada en noviembre de 1987 se registró en:

546,750 DOLARES
(907,605,000) PESOS

1660 TIPO DE CAMBIO

Costo de reparación de los conjuntos.- Los costos de reparación de los diferentes conjuntos se lista a continuación donde se especifican sus respectivos tipos de reparación.

CONJUNTO	TIPO REP.	MANO DE O. T.	FORANEO	REFACCIONES	TOTAL
MOTOR	GRAL.	632	1693	8617	10942
CONVERTIDOR	CONS.	84		1149	1233
TRANSMISION	CONS.	189		2736	3125
MDOS. FINALES	CONS.	189		2156	2345
SIST. HIDRAULICO	PARC.	295	1451	4194	5940
NEUMATICOS	PARC.	42	806	79	927
DIFERENCIALES	CONS.	210		1250	1468
EQUIPO	PARC.	316		839	1155
SIST. DE ENFRIAM.	GRAL.	147		183	330
SIST. DE FRENOS	GRAL.	337		1336	1673
SIST. ELECTRICO	GRAL.	126		1153	1279
HOJALATERIA	GRAL.	210	40	264	514
LAVADO Y PINTURA	GRAL.	126		249	375

TIPO DE CAMBIO: 1660

TOTAL: 31,306

Costo de refacciones.- El costo de la refacciones para el sistema hidráulico se lista a continuación.

CONTROL DIRECCIONAL

CANT.	UNIDAD	DESCRIPCION	NO. PARTE	CSQTO U.	COSTO TOT.
1	PZA	RESORTE	6P9785		2.11
1	PZA	SELLO	4H6730		5.19
2	PZA	SELLO	8L3017	6,76	13.52
2	PZA	SELLO	6J9354	18.35	36.70
2	PZA	SEGURO	3P8485	1.51	3.02
1	PZA	SELLO	3P2795		23.91
5	PZA	SELLO	3P2793	27.53	137.65
1	PZA	SELLO	3P2794	25.44	101.76
1	PZA	ANILLO	1N5410		9.16
1	PZA	ANILLO	3P3707		11.24
1	PZA	SELLO	6F156		4.24
1	PZA	SELLO	1P9261		16.51
1	PZA	SELLO	3P2792		21.51
2	PZA	SELLO	3P3321	8.92	17.84
1	PZA	ANILLO	3P3708		10.40
1	PZA	SELLO	9F3788		3.85
1	PZA	SELLO	8P4617		8.71
1	PZA	SELLO	5M6187		4.56
1	PZA	SELLO	9M1503		93.36
1	PZA	SELLO	4K7463		6.41
1	PZA	BASE CON IMANES	4S8598		15.31
1	PZA	COLADOR	4S8603		29.21
1	PZA	SELLO	5P2587		5.91
2	PZA	SELLO	2P8540	10.95	21.90
1	PZA	RESPIRADERO	4H6112		4.49

VALVULA NEUTRALIZADORA DER.

1	PZA	SELLO	3J4407		2.35
---	-----	-------	--------	--	------

BOMBA DE LA DIRECCION

1	PZA	BOMBA	3G7610		1719
---	-----	-------	--------	--	------

VALVULA DE LA DIRECCION

10	PZA	SELLO	9J5686	0.83	8.30
----	-----	-------	--------	------	------

10	PZA	SELLO	7J6833	1.7	17.30
1	PZA	SELLO	8F5340		1.89
VALVULA NEUTRALIZADORA IZ					
2	PZA	CUBREPOLVO	6J463	4.2	8.51
2	PZA	SELLO	3J4407	2.3	4.70
CILINDRO DE DIRECCION					
8	PZA	LIMPIADOR	7K7204	3.9	31.68
BOMBA PRINCIPAL					
1	PZA	BOMBA	9J809		1887
VALVULA PILOTO					
3	PZA	SELLO	5P1909	2.0	6.0
1	JGD	SELLOS	5P6656		361

COSTOS DE RENTA. -- La renta de unidades para el uso de las diferentes filiales dentro del grupo ICA se da de la manera siguiente:

$$\text{RENTA} = \text{DEPRECIACION} + \text{FACTOR DE MANTENIMIENTO} + \text{FACTOR DE GASTOS FIJOS}$$

$$\text{DEPRECIACION} = \text{VALOR DE ADQUISICION} \times 0.9 \text{ (CRITERIO RESIDUAL)} \times 0.6 \text{ (CRITERIO DE EQUIPO USADO)} / \text{VIDA UTIL}$$

$$\text{FACTOR DE MANTENIMIENTO} = \text{DEPRECIACION} \times 0.49$$

$$\text{FACTOR DE GASTOS FIJOS} = \text{DEPRECIACION} \times 0.26$$

COSTO DE RENTA DEL CARGADOR CAT. 988B

$$\text{DEPRECIACION} = 85,011,954 \times 0.9 \times 0.6 / 10,000 \text{HR} = 4590 / \text{HR}$$

$$\text{FACTOR DE MANTENIMIENTO} = 4590 \times 0.49 = 2,249 / \text{HR}$$

$$\text{FACTOR DE GASTOS FIJOS} = 4,590 \times 0.26 = 1,193 / \text{HR}$$

RENTA POR HR. = 4,590 + 2,249 + 1,193 = 8,032

RENTA MENSUAL = 8,032 PESOS/HR x 184 HR/MES = 1'477,888.00
PESOS/MES

CONCLUSION

En este momento se puede afirmar que se conocen los elementos básicos de cualquier circuito hidráulico. Y localizar los controles de presión, gasto y dirección, los actuadores, líneas, depósitos y demás componentes que desempeñan una actividad específica en el sistema y pueden incluirse cuando las necesidades de operación lo requieran. También se está en condiciones de modificar un circuito, incorporando nuevos elementos de trabajo, que satisfagan las nuevas demandas de utilización del equipo. El diseño de sistemas hidráulicos completamente nuevos es posible a partir de los conocimientos adquiridos.

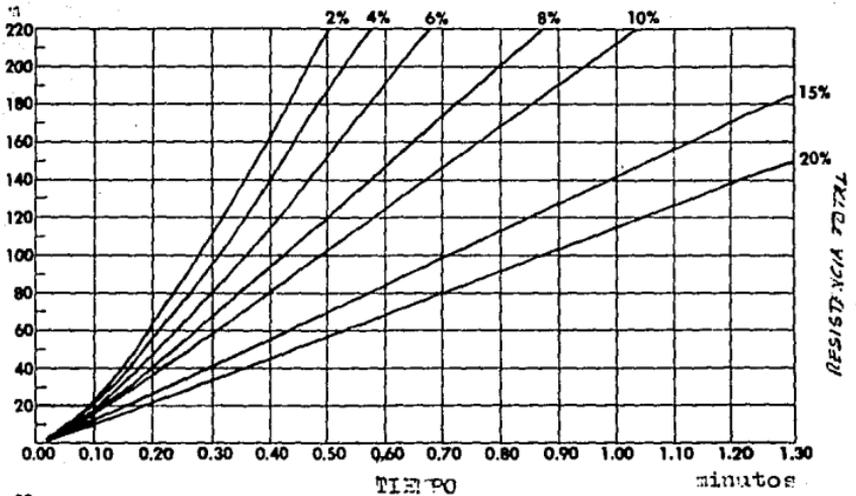
Una meta de este trabajo es la de reemplazar los elementos de equipo original de importación por artículos de línea existentes en el mercado nacional, aunque esto último es relativo en cuanto las firmas proveedoras de elementos hidráulicos son extranjeras, sus listas de precios están a un tercio del valor del equipo original y con tiempos de entrega inmediata contra 30, 45 o 60 días que utiliza el proveedor oficial de la firma. Este problema puede volverse crítico en aquellos casos donde se trabaja con maquinaria descontinuada, marcas desaparecidas o equipo muy costoso, debido a que sus refacciones se fabrican sobre pedido o en lotes reducidos, lo que incrementa su costo y el tiempo de entrega.

Otro problema que se puede resolver con el conocimiento de las sistemas hidráulicos es el mantenimiento urgente de líneas de trabajo prioritario, que no permiten márgenes de tiempo largo y donde la sustitución de piezas es algo obligatorio para mantener al equipo trabajando.

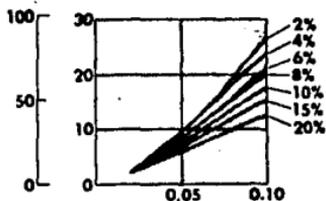
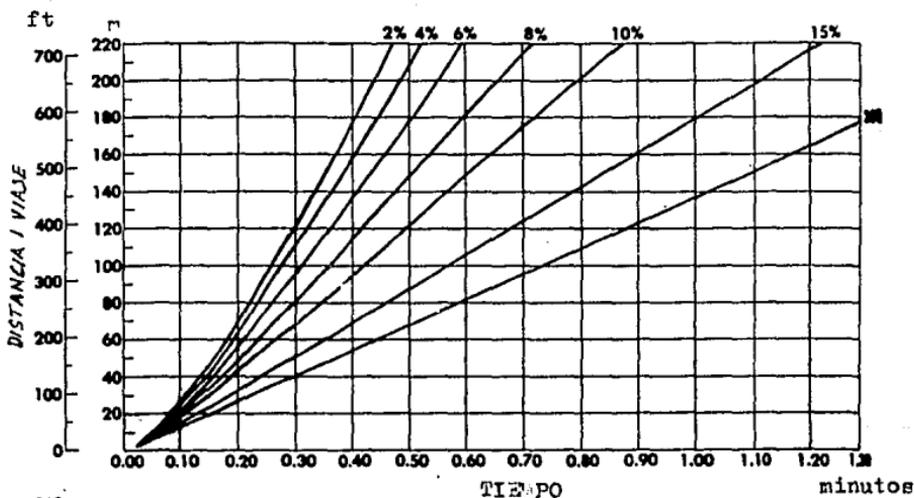
Las marcas más comerciales en nuestro país que fabrican elementos hidráulicos normalizados son: "Comercial", "Vickers", "Schrader-Bellows". de esta última tomamos los equivalentes más representativos de nuestro caso práctico.

ELEMENTO	No.	PARTE	CAT.	PRECIO	No. P.	SCHRADER	PRECIO
Bomba de trabajo	8J809			1889.0		PAFBORA	1385.0
Bomba de la dirección	3G7610			1719.0		M14AA2AK	1454.0
Válvula de alivio principal	8J2312			374.0		R6VN	210.0
Válvula direccional del equipo	1J8960			620		ADA9FR98	452.0
Cilindro de levante del equipo	8J5779			5605.0		4"BBHDCKUIB 51"	3120.0
Cilindro de inclinación del equipo	9J3632			4394		3.25"BBHDCKUIBA35"	2355.0
Cilindro de la dirección.	9J8165			2730.0		3"BBHDCKUIBA33"	1262.0
Filtro de la línea piloto del equipo	3P4603			12.0		12AT10CNYBPN	11.50

ANEXO I



DISTANCIA VS TIEMPO CARGADO



DISTANCIA VS TIEMPO VACIO

TABLA DE PRODUCCION ESTIMADA
METROS CUBICOS/HR

Tamaño de
cucharón
(m³ or yd³)

ciclo
tiempo
(min.)

1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	5.5	6.0	6.5	7.0	7.5	8.0	8.5	9.0
-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

Hr	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	5.5	6.0	6.5	7.0	7.5	8.0	8.5	9.0
171																	
150	180	228	276	324	372	420	468	516	564	612	660	708	756	804	852	900	948
133	138	186	234	282	330	378	426	474	522	570	618	666	714	762	810	858	906
120	120	180	240	300	360	420	480	540	600	660	720	780	840	900	960	1020	1080
109	109	164	218	272	326	382	436	490	545	600	655	705	758	810	862	915	968
100	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800	850	900
92	92	138	184	230	276	322	368	414	460	506	552	598	645	690	735	780	830
85							342	388	434	474	515	560	600	648	690	735	776
80													580	620	660	700	735

Factor de
eficiencia

100%

91%

83%

75%

68%

—

Factor de
llenado

x 1.00

.95

.90

.85

.80

.75

Tamaño
de bote
(m³ or yd³)

9.5	10.0	10.5	11.0	11.5	12.0	12.5	13.0	13.5
-----	------	------	------	------	------	------	------	------

Ciclo

(min.)

Hr

.35	171																
.40	150																
.45	133																
.50	120	1140	1260	1380	1500	1620	1740	1860	1980	2100	2220	2340	2460	2580	2700	2820	2940
.55	109	1008	1098	1188	1278	1368	1458	1548	1638	1728	1818	1908	1998	2088	2178	2268	2358
.60	100	950	1000	1050	1100	1150	1200	1250	1300	1350	1400	1450	1500	1550	1600	1650	1700
.65	92	875	920	965	1010	1050	1105	1150	1195	1240							
.70	85	810	850	890	930	970	1010	1050	1090	1130	1170	1210	1250	1290	1330	1370	1410
.75	80	780	820	860	900	940	980	1020	1060	1100	1140	1180	1220	1260	1300	1340	1380

TABLA DE PRODUCCION ESTIMADA
METROS CUBICOS/HR

Metric Tons • 1600 kg Lm³ (1.6 T) ESTIMADA

Tamaño cuca.	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	5.5	6.0	6.5	7.0	7.5	8.0	8.5	9.0	9.5
Ciclo tiempo .60	150																	
Ciclo tiempo .50	133	213	278	338	397	456	515	574	633	692	751	810	869	928	987	1046	1105	
Ciclo tiempo .45	120	192	258	324	390	456	522	588	654	720	786	852	918	984	1050	1116	1182	1248
Ciclo tiempo .40	108	174	232	292	352	412	472	532	592	652	712	772	832	892	952	1012	1072	1132
Ciclo tiempo .35	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800	850	900	950
Ciclo tiempo .30	92	147	221	294	368	442	515	589	662	736	810	883	957	1030	1104	1178	1251	1325
Ciclo tiempo .25	84						482	555	628	701	774	847	920	993	1066	1139	1212	1285
Ciclo tiempo .20	80							700	802	904	1006	1108	1210	1312	1414	1516	1618	1720
Toneladas	1.8	2.4	3.2	4.0	4.8	5.6	6.4	7.2	8.0	8.8	9.6	10.4	11.2	12.0	12.8	13.6	14.4	15.2

U.S. Tons • 2700 lb/LCY (1.35 T) ESTIMADA

Tamaño cuca.	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	5.5	6.0	6.5	7.0	7.5	8.0	8.5	9.0	9.5
Ciclo tiempo .60	40																	
Ciclo tiempo .50	133	180	230	280	330	380	430	480	530	580	630	680	730	780	830	880	930	980
Ciclo tiempo .45	120	162	214	266	318	370	422	474	526	578	630	682	734	786	838	890	942	994
Ciclo tiempo .40	108	147	204	264	324	384	444	504	564	624	684	744	804	864	924	984	1044	1104
Ciclo tiempo .35	100	138	200	270	340	410	480	550	620	690	760	830	900	970	1040	1110	1180	1250
Ciclo tiempo .30	92	124	180	244	308	372	436	500	564	628	692	756	820	884	948	1012	1076	1140
Ciclo tiempo .25	84						588	652	716	780	844	908	972	1036	1100	1164	1228	1292
Ciclo tiempo .20	80							700	802	904	1006	1108	1210	1312	1414	1516	1618	1720
Toneladas	1.35	2.2	2.7	3.4	4.1	4.7	5.4	6.1	6.8	7.4	8.1	8.8	9.5	10.0	10.8	11.5	12.2	12.8

ANEXO II

Material	Kg/m ³ (Lbs/yd ³)
Arena, mojada	2 075 (3.500)
Arena y grava, mojada	2 000 (3.375)
Grava mojada, 12,5 mm x 50,8 mm (½" x 2")	2 000 (3.375)
Arena ligutamente húmeda	1 920 (3.240)
Grava, tal como sale de la mina (arena riplada)	1 920 (3.240)
Arcilla y grava, mojada	1 830 (3.085)
Escoria, partida	1 760 (2.970)
Basalto, partido	1 760 (2.950)
Arena y grava, seca	1 730 (2.916)
Tierra, barro blando	1 730 (2.916)
Grava, seca, 6,35 mm x 50,8 mm (¼" x 2")	1 680 (2.835)
Granito, roto o partido	1 645 (2.778)
Piedra, partida	1 600 (2.700)
Arena, suelta y seca	1 600 (2.700)
Yeso, partido	1 600 (2.700)
Grava, arena y arcilla, suelta	1 600 (2.700)
Tierra, excavada mojada	1 600 (2.700)
Arcilla y grava, seca	1 600 (2.700)
Arcilla, terrones húmedos	1 600 (2.700)
Caliza, rota o partida	1 555 (2.625)
Arcilla, suelta y seca	1 520 (2.565)
Arenisca, partida	1 510 (2.550)
Tierra, excavada y húmeda	1 440 (2.430)
Tierra, greda, excavada y seca	1 245 (2.100)
Carbón, antracita, partido	1 100 (1.857)
Arcilla, excavada y seca	1 095 (1.847)
Arcilla, terrones secos	1 080 (1.822)
Carbón, bituminoso, partido	840 (1.413)

PESO DE DIFERENTES MATERIALES

BIBLIOGRAFIA

ABC DE LOS CIRCUITOS HIDRAULICOS

HARRY L. STEWART

ED. DIANA

EQUIPO DIESEL I

ERICH J. SCHULZ

ED. CECSA

HIDRAULICA PRACTICA

VICMEX

INDUSTRIAL FLUID POWER II

WDMACK

ED. WDMACK EDUCATIONAL PUBLICATIONS

MANUAL DE HIDRAULICA MOVIL

VICKERS

SPERRY VICKERS

MANUAL DE HIDRAULICA INDUSTRIAL

VICKERS

SPERRY VICKERS

TRASMISIONES HIDROSTATICAS

J. TOMA

ED. GUSTAVO GUILI